

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Optimalizace konstrukce mobilní
zdvihací plošiny
Construction Optimization of the Mobile Lifting
Platform

Student:

Bc. Petr Motyka

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Ostrava 2015

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Petr Motyka**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje
Téma: **Optimalizace konstrukce mobilní zdvihací plošiny**
Construction Optimization of the Mobile Lifting Platform

Zásady pro vypracování:

Optimalizujte konstrukci mobilní zdvihací plošiny PM - 160 vyráběné firmou OCHI - INŽENÝRING, spol. s r.o., s ohledem na snížení zástavbového prostoru ve složeném stavu a snížením celkové hmotnosti plošiny. Zachovejte stávající aktuátory a funkční parametry. Zpracujte vlastní konstrukční návrh v podobě 3D modelu. Proveďte pevnostní kontrolu vybraných uzlů. Zpracujte výkresovou dokumentaci (rozsah upřesní vedoucí práce).

Seznam doporučené odborné literatury:

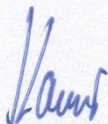
KALAB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1290-8
KALAB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů*. 1. vydání Ostrava: Montanex a.s. Ostrava, 2000. ISBN 80-7225-018-3
MORAVEC, V., HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 2. vydání. Ostrava: Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M. *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Ostrava: Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1782-8

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne : 18.5.2015

.....
Petr Motyka

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne : 18.5.2015

.....
Petr Motyka
Sokolovská 46
Bolatice
747 23

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

MOTYKA, P. *Optimalizace konstrukce mobilní zdvihací plošiny: diplomová práce.*

Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta Strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2015, 68s. Vedoucí práce: Kubín, T

Diplomová práce se zabývá optimalizací mobilní zdvihací plošiny PM-160-2-RZ, určené pro přepravu osob s omezenou pohyblivostí. Hlavní náplní této práce je snížení zástavbových rozměrů ve složeném tvaru a snížení celkové hmotnosti plošiny. Úvod práce je věnován seznámením s problematikou nůžkových plošin a se současným stavem plošiny. Následují výpočty potřebné k optimalizaci plošiny a kontrola důležitých spojů. Výpočty jsou doplněny o pevnostní analýzu pomocí metody konečných prvků. Součástí práce je také výkresová dokumentace. Zadavatel práce je firma OCHI Inženýring spol. s r. o.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

MOTYKA, P. *Construction Optimization of the Mobile Lifting Platform: Master Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2015. Master head: Kubín. T.

The thesis deals with the optimization of mobile lifting platforms PM-160-2-RZ, designed for the transport of persons with reduced mobility. The main focus of this work is to reduce installation dimensions in the folded shape and reduce the total weight of the platform. Introduction is devoted to familiarization with the problems of scissor platforms and the current state of the platform. Following next are calculations needed to optimize the platform and the control of important connections. The calculations are supplemented by stress analysis using finite element method. The work also includes drawings. Thesis requestor is company OCHI Engineering spol. s r. o.

Obsah

Seznam použitého označení.....	6
Úvod.....	10
1 Nůžkové plošiny.....	11
1.1 Mobilní zdvihací plošiny pro přepravu invalidních osob	15
1.2 Zdvihací plošina před optimalizací	17
2 Konstrukční řešení po optimalizaci	19
2.1 Podvozek	20
2.2 Pracovní plošina	22
2.3 Výsuvná konstrukce	24
2.4 Rozbor mechanismu.....	26
2.5 Výpočet vnitřních silových účinků	38
2.6 Výpočet čepů.....	50
2.7 Zkouška stability	55
2.8 Srovnání konstrukcí metodou MKP	57
3 Závěr.....	62
4 Použitá literatura.....	63
5 Seznam obrázků.....	65
6 Seznam příloh.....	67

Seznam použitého označení

E_{kin}	Kinetická energie	[J]
E_{pol}	Polohová energie	[J]
F	Síla	[N]
F_{amax}	Maximální síla aktuátoru	[N]
F_{AX}	Síla F v bodě A v ose x	[N]
F_{AY}	Síla F v bodě A v ose y	[N]
F_{BY}	Síla F v bodě B v ose y	[N]
F_{CMAX}	Maximální síla v čepu C	[N]
F_{CX}	Síla F v bodě C v ose x	[N]
F_{CY}	Síla F v bodě C v ose y	[N]
F_{DX}	Síla F v bodě D v ose x	[N]
F_{DY}	Síla F v bodě D v ose y	[N]
F_{EMAX}	Maximální síla působící na čep E	[N]
F_{EX}	Síla F v bodě E v ose x	[N]
F_{EY}	Síla F v bodě E v ose y	[N]
F_{FX}	Síla F v bodě F v ose x	[N]
F_{FY}	Síla F v bodě F v ose y	[N]
F_{GX}	Síla F v bodě G v ose x	[N]
F_{GY}	Síla F v bodě G v ose y	[N]
F_{HY}	Síla F v bodě H v ose y	[N]
F_{IX}	Síla F v bodě I v ose x	[N]
F_{IY}	Síla F v bodě I v ose y	[N]
F_{JX}	Síla F v bodě J v ose x	[N]
F_{JY}	Síla F v bodě J v ose y	[N]
F_{N}	Síla způsobená osobou na vozíčku	[N]
F_{S}	Síla od hmotností mechanismu a plošiny	[N]
F_{X}	Síla F v ose x	[N]
F_{Y}	Síla F v ose y	[N]
M_{A}	Ohybový moment v bodě A	[N·m]

M_D	Ohybový moment v bodě D	[N·m]
M_E	Ohybový moment v bodě E	[N·m]
M_G	Ohybový moment v bodě G	[N·m]
M_I	Ohybový moment v bodě I	[N·m]
M_{O1}	Ohybový moment	[N·mm]
N_{11}	Normálová síla na tělese 1 v bodě 1	[N]
N_{12}	Normálová síla na tělese 1 v bodě 2	[N]
N_{13}	Normálová síla na tělese 1 v bodě 3	[N]
N_{14}	Normálová síla na tělese 1 v bodě 4	[N]
N_{21}	Normálová síla na tělese 2 v bodě 1	[N]
N_{22}	Normálová síla na tělese 2 v bodě 2	[N]
N_{23}	Normálová síla na tělese 2 v bodě 3	[N]
N_{31}	Normálová síla na tělese 3 v bodě 1	[N]
N_{32}	Normálová síla na tělese 3 v bodě 2	[N]
N_{33}	Normálová síla na tělese 3 v bodě 3	[N]
N_{41}	Normálová síla na tělese 4 v bodě 1	[N]
N_{42}	Normálová síla na tělese 4 v bodě 2	[N]
N_{43}	Normálová síla na tělese 4 v bodě 3	[N]
N_{44}	Normálová síla na tělese 4 v bodě 4	[N]
N_{61}	Normálová síla na tělese 6 v bodě 1	[N]
N_{62}	Normálová síla na tělese 6 v bodě 2	[N]
R_e	Mez kluzu	[MPa]
T_{11}	Tečná síla na tělese 1 v bodě 1	[N]
T_{12}	Tečná síla na tělese 1 v bodě 2	[N]
T_{13}	Tečná síla na tělese 1 v bodě 3	[N]
T_{14}	Tečná síla na tělese 1 v bodě 4	[N]
T_{21}	Tečná síla na tělese 2 v bodě 1	[N]
T_{22}	Tečná síla na tělese 2 v bodě 2	[N]
T_{23}	Tečná síla na tělese 2 v bodě 3	[N]
T_{31}	Tečná síla na tělese 3 v bodě 1	[N]
T_{32}	Tečná síla na tělese 3 v bodě 2	[N]

T_{33}	Tečná síla na tělese 3 v bodě 3	[N]
T_{41}	Tečná síla na tělese 4 v bodě 1	[N]
T_{42}	Tečná síla na tělese 4 v bodě 2	[N]
T_{43}	Tečná síla na tělese 4 v bodě 3	[N]
T_{44}	Tečná síla na tělese 4 v bodě 4	[N]
T_{51}	Tečná síla na tělese 5 v bodě 1	[N]
T_{52}	Tečná síla na tělese 5 v bodě 2	[N]
T_{53}	Tečná síla na tělese 5 v bodě 3	[N]
T_{54}	Tečná síla na tělese 5 v bodě 4	[N]
T_{61}	Tečná síla na tělese 6 v bodě 1	[N]
T_{62}	Tečná síla na tělese 6 v bodě 2	[N]
W_{01}	Modul odporu průřezu v odporu	[mm ³]
a	Vertikální vzdálenost od těžiště	[mm]
$d_{\text{ča}}$	Průměr čepu A	[mm]
$d_{\text{če}}$	Průměr čepu E	[mm]
$d_{\text{či}}$	Průměr čepu I	[mm]
g	Gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
i	Počet stupňů volnosti	[-]
i_v	Počet stupňů volnosti v rovině	[-]
k_s	Součinitel bezpečnosti	[-]
l_{11}	Délka na tělese 1	[m]
l_{12}	Délka na tělese 1	[m]
l_{13}	Délka na tělese 1	[m]
l_{21}	Délka na tělese 2	[m]
l_{22}	Délka na tělese 2	[m]
l_{31}	Délka na tělese 3	[m]
l_{32}	Délka na tělese 3	[m]
l_{41}	Délka na tělese 4	[m]
l_{42}	Délka na tělese 4	[m]
l_{43}	Délka na tělese 4	[m]
l_{51}	Délka na tělese 5	[m]

l_{52}	Délka na tělese 5	[m]
l_{53}	Délka na tělese 5	[m]
l_{61}	Délka na tělese 6	[m]
l_{a1}	Vzdálenost uložení u čepu A	[mm]
l_{a2}	Vzdálenost uložení u čepu A	[mm]
m	Hmotnost	[kg]
m_{Dov}	Maximální dovolená nosnost plošiny	[kg]
m_s	Hmotnost mechanismu a pracovní plošiny	[kg]
n	Celkový počet těles	[-]
p	Tlak	[MPa]
p_{dov}	Měrný tlak	[MPa]
s	Horizontální vzdálenost od těžiště	[mm]
v_{max}	Maximální dovolená rychlost	[km/h]
α	Úhel mezi podlahou a ramenem	[°]
β	Úhel mezi podlahou a válcem	[°]
γ	Úhel	[°]
μ	Celkový počet neznámých parametrů	[-]
μ_F	Počet neznámých silových parametrů	[-]
μ_M	Počet neznámých momentových parametrů	[-]
ν	Počet neznámých podmínek statické rovnováhy	[-]
ν_F	Počet použitelných silových parametrů	[-]
ν_M	Počet použitelných momentových parametrů	[-]
η	Počet předpokládaných deformačních parametrů	[-]
ξ_i	Počet rotačních, posuvných, valivých vazeb	[-]
σ_{dov}	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
τ_{dov}	Dovolené napětí ve střihu	[MPa]
τ_{si}	Napětí ve střihu na čepu I	[MPa]

Úvod

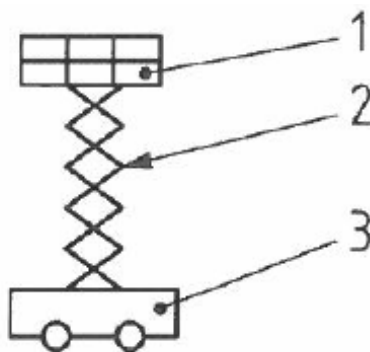
Již odedávna se člověk snažil veškerou svou tělesnou i duševní práci ulehčit a zvýšit produktivitu práce. Proto vymyslel stroje. Velký zlom nastal v průběhu velké průmyslové revoluce, která se konala v období od 18. do 19. století. V této době se zásadně změnilo zemědělství, výroba, těžba a další hospodářské sektory a také vnikaly všemožné vynálezy. Lidé pomalu přenechávali práci všeho druhu strojům, ty pracovali rychleji, přesněji a efektivněji, na rozdíl od lidí. Požadavky kladené na tyto stroje se samozřejmě zvyšovaly také.

Pro snadnější manipulaci s nejrůznějšími břemeny lidé vymysleli zdvihadla, jako například jednoduché výtahy, kladkostroje či jeřáby, ale také nůžkové zdvihací plošiny. Tyto plošiny jsou určeny k transportu břemene ve vertikálním směru. V dnešní době je uplatnění těchto mechanismů široké, od nejjednodušších zdvihacích strojů v dílnách, až po masivní nůžkové mechanismy pro mnoho tunové břemena. Optimalizace právě takového mechanismu je předmětem této práce.

1 Nůžkové plošiny

Slouží k přepravě osob, materiálu a zařízení ve vertikálním směru. Tyto plošiny se vyznačují vysokými zdvihy, malou hmotností celé konstrukce, nízkou spotřebou energie a jednoduchou konstrukcí. V současnosti se vyrábí velké množství těchto plošin od jednoduchých ručně poháněných stolů s malou dopravní výškou a nosností, až po několika stupňové plošiny se zdvihem až několik desítek metrů a nosností do několika tun.

Skládají se ze tří základních částí, a to pracovní plošiny, výsuvné konstrukce (nůžkového mechanismu) a podvozku, viz obrázek 1. Podvozek plošiny je obvykle opatřen pojezdovými koly pro snadnou manipulaci nebo bývá upevněn k zemi, popř. k nákladnímu automobilu. Výsuvnou konstrukci tvoří ve většině případů uzavřené svařované ocelové profily. V krajních případech se využívají také plné profily pro velká zatížení. Nůžkový mechanismus je přichycen k pracovní plošině a podvozku z jedné strany pevnou vazbou pomocí čepů a na protější straně je posuvná vazba realizovaná pomocí pojezdových kol. Tyto kola se pohybují v kolejnicích v průběhu zdvihu plošiny. Roztahování nůžkového mechanismu má za následek pohyb pracovní plošiny ve vertikálním směru nahoru nebo dolů a může být realizováno pomocí několika druhů pohonů.



Obr. 1 Schéma nůžkové plošiny, 1 - pracovní plošina, 2 - výsuvná konstrukce, 3 – podvozek [14]

Rozdělení plošin dle nůžkového mechanismu:

- jednostupňový,
- vícestupňový,
- vícenásobný.

Jednostupňový nůžkový mechanismus

Jedná se o konstrukčně nejjednodušší variantu mechanismu. Využití nachází především tam, kde je potřeba zdvihnout břemena na malou vzdálenost. Nůžkový mechanismus je zde tvořen párem ramen. Použitím jednostupňového mechanismu u naší plošiny bychom nedosáhli požadovaných zdvihů. Tudíž je tato varianta nevhodná.



Obr. 2 Jednostupňový nůžkový mechanismus [1]

Vícestupňový nůžkový mechanismus

Použitím vícestupňového mechanismu docílíme značně větších zdvihů oproti předchozí variantě. Jsou tvořeny nejčastěji dvěma až deseti páry ramen. Jelikož se zdvihy pohybují v řádech několika metrů, pracovní plošina musí být opatřena vhodným zábradlím s ohledem na bezpečnost osob, pohybujících se na plošině. Pro náš případ budou použity dva páry ramen.



Obr. 3 Vícestupňový nůžkový mechanismus [2]

Vícenásobný nůžkový mechanismus

Své využití nacházejí vícenásobné mechanismy především při zdvihu dlouhých a těžkých břemen, čemuž odpovídá masivní tvar. V případě potřeby se mohou vyrábět i jako vícestupňové pro větší pracovní zdvihy.



Obr. 4 Vícenásobný nůžkový mechanismus [3]

Pohon nůžkové plošiny

Ruční pohon

Pro plošiny s maximální nosností pohybující se od pár kilogramů do jedné tuny. Konstrukce bývá převážně jednonůžková, maximálně dvounůžková. Celkové hmotnosti těchto zdvihacích zařízení se pohybují maximálně do 300 kilogramů.

Elektrický pohon

Pohyb zajišťují baterie, které jsou připevněny na konstrukci a musí se dobíjet. Pracovní doba těchto baterií je ovlivněna četností využití a celkovým zatížením plošiny. Baterie mohou pohánět pouze dvě kola, ale také všechna čtyři. Vhodné pro interiérové využití, jelikož oproti spalovacím pohonům nevypouštějí škodlivé plyny do ovzduší. Povrch, po kterém se pohybují plošiny na elektrický pohon, musí být zpevněný a zcela vodorovný.

Spalovací pohon

Oproti předchozí variantě odpadá dobíjení baterií a závislost na elektrické síti. Plošiny na spalovací pohon zvládají také nezpevněný povrch, jelikož jsou opatřena masivními koly. Využití převážně pro exteriérové operace z důvodu vypouštění

škodlivin při spalování paliva. Z drtivé většinou jsou poháněna všechna čtyři kola, ojediněle pouze dvě.

Způsob vyvození zvedací síly

Způsob, kterým je vyvozena zvedací síla se volí s ohledem na maximální dovolené zatížení, rozměry konstrukce, velikosti vysunutí a prostředí kde bude dané zařízení pracovat.

Rozdělení pohonu dle použité energie:

- ruční,
- elektromechanický,
- hydraulický,
- pneumatický.

Ruční

Pracuje na principu pohybových šroubů (trapézový, kuličkový) a ruční páky. Pouze pro malé hmotnosti břemen a pracovní výšky.

Elektromechanický

Pohon elektromechanický využívá přeměny elektrické energie na mechanickou energii. Ve většině případů jsou použity elektrické lineární aktuátory, ojediněle se využívají rotační elektromotory spolu s pohybovými šrouby. Hlavní výhody jsou nízká hlučnost, téměř nulové údržbářské náklady, nízké provozní náklady a velice přesný chod. Tento druh vyvození zvedací síly je použit pro náš případ.

Hydraulický

Pro nůžkové mechanismy s velkou nosností. Mohou být jednočinné nebo dvoučinné. Jednočinný hydraulický válec má pouze jeden vstup pro hydraulický olej. Zpětný chod je realizován pružinou nebo vlastní vahou. Dvoučinný válec pracuje v obou směrech. Mezi největší výhody patří vysoká účinnost, přesnost a vyvozená síla. Jako nevýhody můžeme považovat drahý provoz, drahou údržbu a riziko úniku kapaliny při nehodě.

1.1 Mobilní zdvihací plošiny pro přepravu invalidních osob

Následující zdvihací plošiny nacházejí uplatnění především na vlakových zastávkách a slouží k transportu osob na vozíčku z nástupiště do osobního vlaku. Vyznačují se především nízkými zástavbovými rozměry z důvodu snazší přepravy vozíčkáře na plošinu, pojezdovými koly pro snadnou manipulaci a dvěma nájezdovými rampami. Z důvodu rozdílných šířek nástupních vlakových dveří disponuje jedna z těchto ramp měnitelnou šířkou. Diplomová práce se zabývá optimalizací právě takového zařízení.

Zdvihací plošina MA4 a MA16

Mezi hlavní výhody tohoto typu konstrukce jsou považovány velmi nízké zástavbové rozměry umožňující snadnou přepravu vozíčkáře na plošinu, vlivem malého úhlu nájezdové rampy vzhledem k podlaze. Tuto výhodu ocení především lidé s vozíčkem na ruční pohon, jelikož síla potřebná k vyvezení vozíčkáře na plošinu bude menší. Plošina disponuje relativně nízkou hmotností, což můžeme považovat jako další výhodu oproti plošinám využívající ke zdvihu nůžkový mechanismus. Současně ale tato plošina není schopna dopravit pasažéra do takových výšek jako u použití nůžkového mechanismu. Zdvih pasažéra této plošiny je zajištěn pomocí malého hydraulického agregátu, poháněným elektrickým motorem z baterie nebo pomocí ručního pohonu jak můžeme vidět na obrázku 5. Umístění baterie u modelu MA16 na boční straně konstrukce v uzamykatelné skřínce, zajišťuje snadnou výměnu. Při středním zatížení a středním zdvihu je plošina schopna sedmdesát zdvihů.



Obr. 5 Zdvihací plošina MA16 (vlevo), MA4 (vpravo) [4]

Zdvihací plošina PL1400

Oproti předcházející plošině je zdvih realizován pomocí víceetapňového nůžkového mechanismu, který zaručuje velkých zdvihů v porovnání s ostatními variantami. Výhoda velkých zdvihů má ovšem za následek velkou hmotnost celé konstrukce. Zdvih zajišťuje elektromechanický lineární aktuátor poháněný baterií umístěnou na boku podvozku. Nevýhodou použití nůžkového mechanismu jsou větší zástavbové rozměry.



Obr. 6 Zdvihací plošina PL1400 [5]

Zvedací plošina LP11

Zdvih této varianty zajišťuje jednostupňový nůžkový mechanismus, dosahující zdvihu 1 000 mm, což je nejméně z variant, které se objevují na trhu. Šířka podlažky také nedosahuje takových vysokých čísel jako u konkurenčních typů a snižuje komfort přepravovaných vozíčkářů.



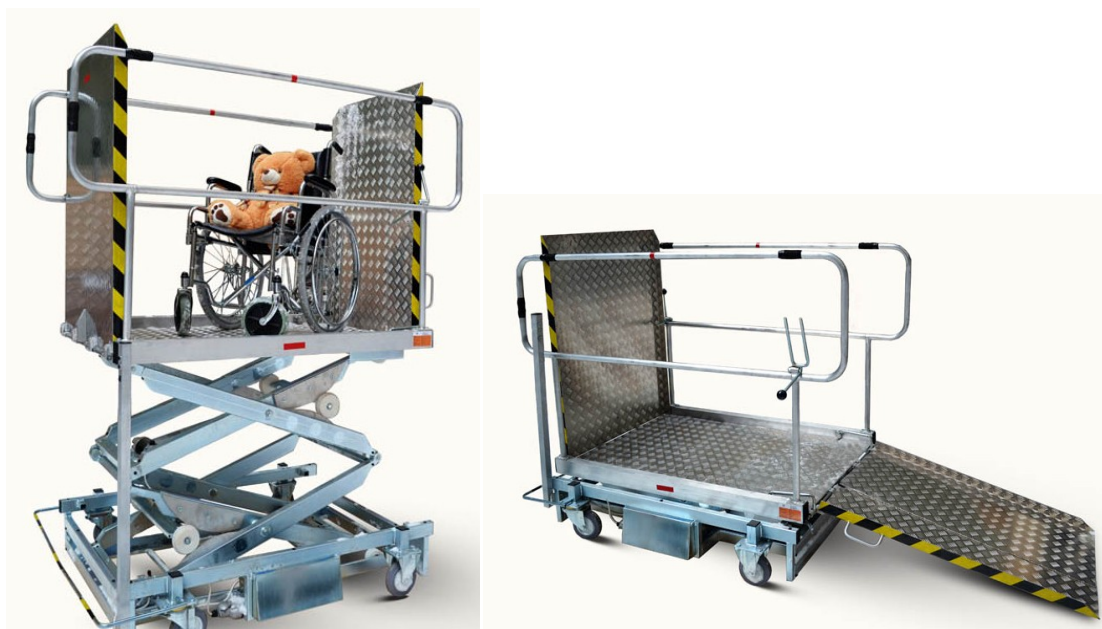
Obr. 7 Zdvihací plošina LP11 [6]

Tab č. 1 Srovnání technických parametrů zdvihacích plošin

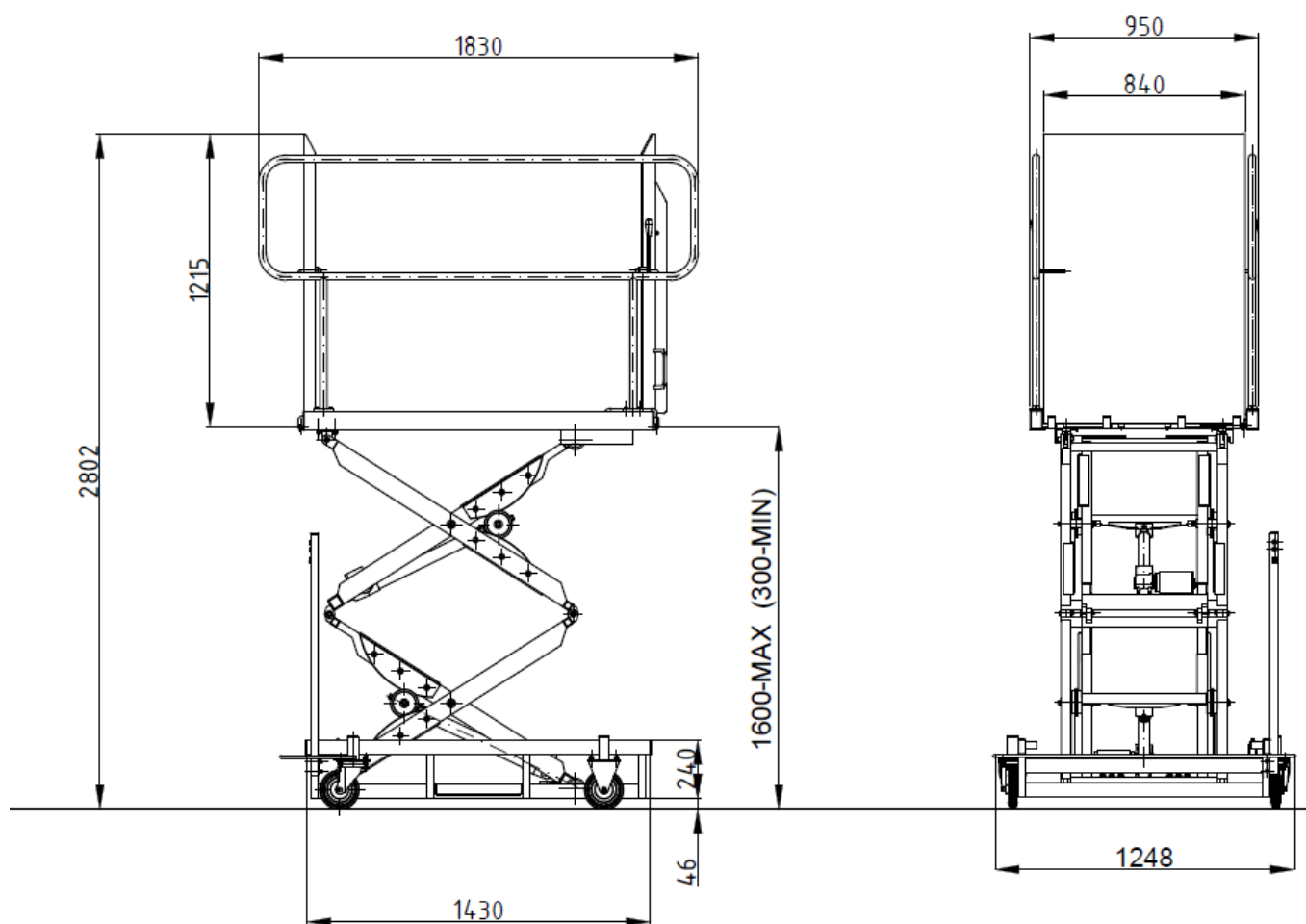
Model	MA4 [4]	MA16 [4]	PL1400 [5]	LP11[6]
Nosnost [kg]	250	320	300	300
Pohon	Ruční naviják	Elektrohyd. bateriový agregát	Elektromech. lineární aktuátor	Elektromech. lineární aktuátor
Rozměr podlahy [mm]	850×1200	850 × 1330	860 x 1400	820 x 1400
Maximální zdvih[mm]	1173	1033	1400	1000
Rozměry (š×d×v) [mm]	1325×1285 ×1485	1460×1325 ×1430	1188×1572 1455	1140×1200 1630
Hmotnost[kg]	150	185	250	250

1.2 Zdvihací plošina před optimalizací

Cílem této práce je optimalizace plošiny z obrázku 8. Zdvih je realizován pomocí dvou nůžkových mechanismů. Zdvih zajišťují dva aktuátory umístěné nad sebou. Konce těchto aktuátorů jsou přichyceny na příčnicích zakončených koly. Zdvih nastává při pohybu válce a odvalování těchto kol po dráze, při kterém nastává rozevírání konstrukce. Veškeré funkční parametry zůstaly zachovány, stejně jako maximální dovolená nosnost 270 kilogramů. Požadavek zde byl na snížení celkové hmotnosti plošiny a snížení minimálních rozměrů při složeném tvaru. Hlavní myšlenkou optimalizace bylo odstranění kol spolu s dráhami potřebných k rozevírání mechanismu a použití jiných profilů, z kterých se skládá nůžkový mechanismus. Tyto změny budou mít za následek snížení hmotnosti celé plošiny a zástavbových rozměrů. Jako další, neméně důležitý požadavek, bylo zachování stávajících aktuátorů a pojezdových kol. Váha plošiny před optimalizací je 225kg.



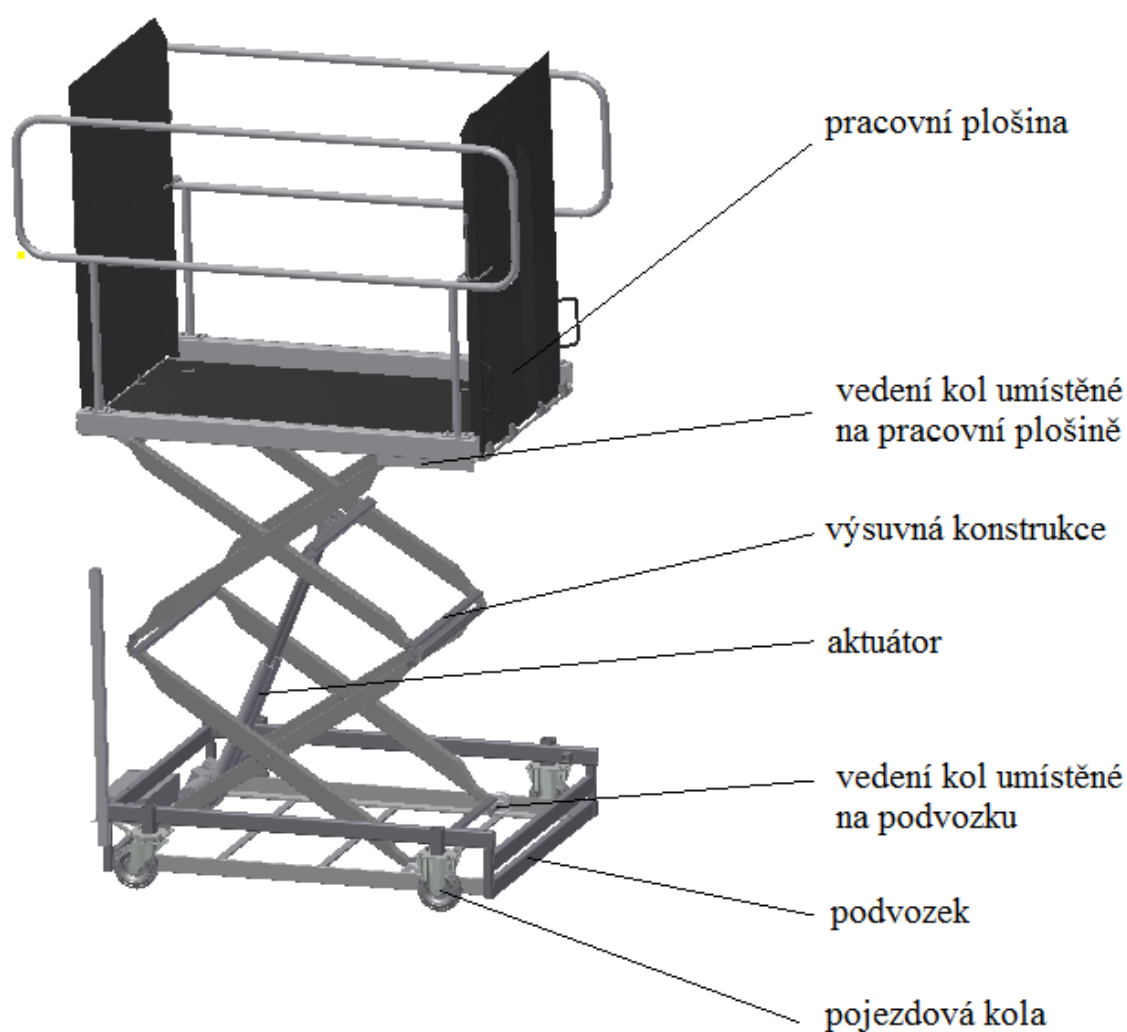
Obr. 8 Zdvihací plošina PM-160-2-RZ [7]



Obr. 9 Funkční parametry plošiny PM-160-2-RZ [21]

2 Konstrukční řešení po optimalizaci

Na obrázku č. 9, je vyobrazeno výsledné zdvihací zařízení po optimalizaci. Celá konstrukce se skládá ze tří základních částí, kterými jsou pracovní plošina, nůžkový mechanismus a podvozek. Další, neméně důležité části zařízení, jsou pojezdová kola, aktuátor a vedení kol nacházející se na pracovní plošině i podvozku. Celková hmotnost plošiny s veškerým příslušenstvím je 215 kg.



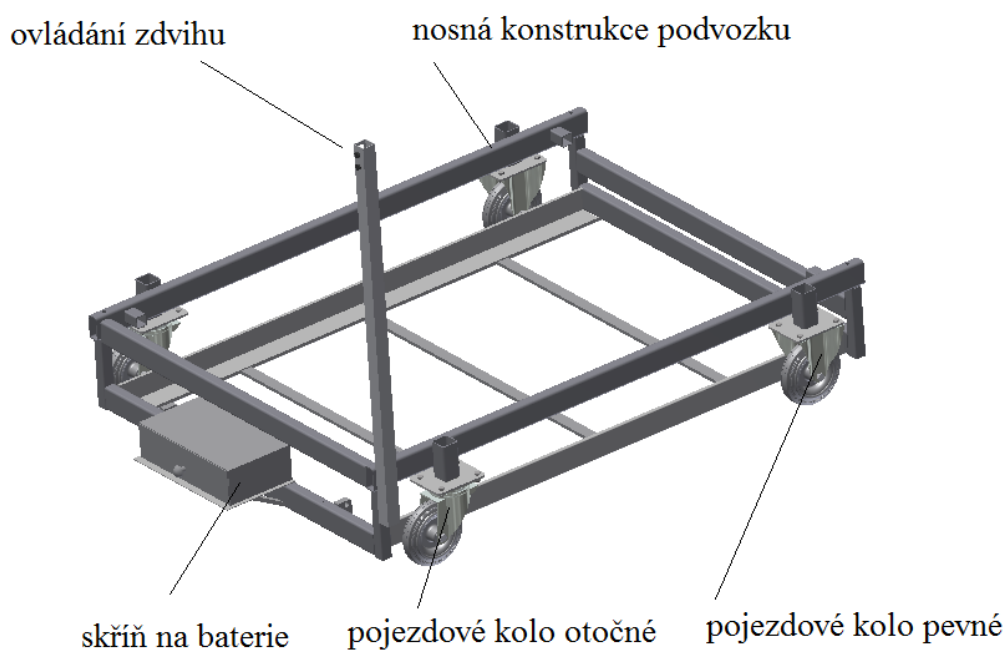
Obr. 9 Zdvihací plošina po optimalizaci

Minimální pracovní výška plošiny, při které je vozíčkář schopen najet na plošinu $h_{\min}=286$ mm. Maximální výška $h_{\max}=1\,600$ mm.



Obr. 10 Plošina ve složeném (vlevo) a rozloženém tvaru (vpravo)

2.1 Podvozek



Obr. 11 Podvozek

Nosnou konstrukci podvozku z obrázku 12 tvoří svařované ocelové profily rozměrů 60 x 60 x 3 a 30 x 30 x 2. Byl použit materiál 11 523. Mobilitu celého zařízení zajišťuje jeden pár otočných kol opatřených centrální brzdou a jeden pár pevných. Každé z těchto kol je přichyceno ke konstrukci pomocí čtyř šroubů M8x20. Na žádost zadavatele diplomové práce firmy OCHI Inženýring s.r.o., byla tato kola použita od firmy TENTE z původní plošiny před optimalizací. Proto se předpokládá, že jsou vhodně navržena a není potřeba žádných výpočtů pro ověření správnosti funkce, totéž platí u použitých baterií.



Obr. 12 Otočné kolo s centrální brzdou (vlevo) [8],
pevné kolo (vpravo) [9]

Tab č. 2 Důležité technické parametry kol

Model	Otočné kolo s centrální brzdou [8]	Pevné kolo [9]
Nosnost [kg]	410	270
Průměr kolečka [mm]	160	160
Šířka běhounu [mm]	50	40
Stavební výška [mm]	240	200
Hmotnost [kg]	3,5	1,9

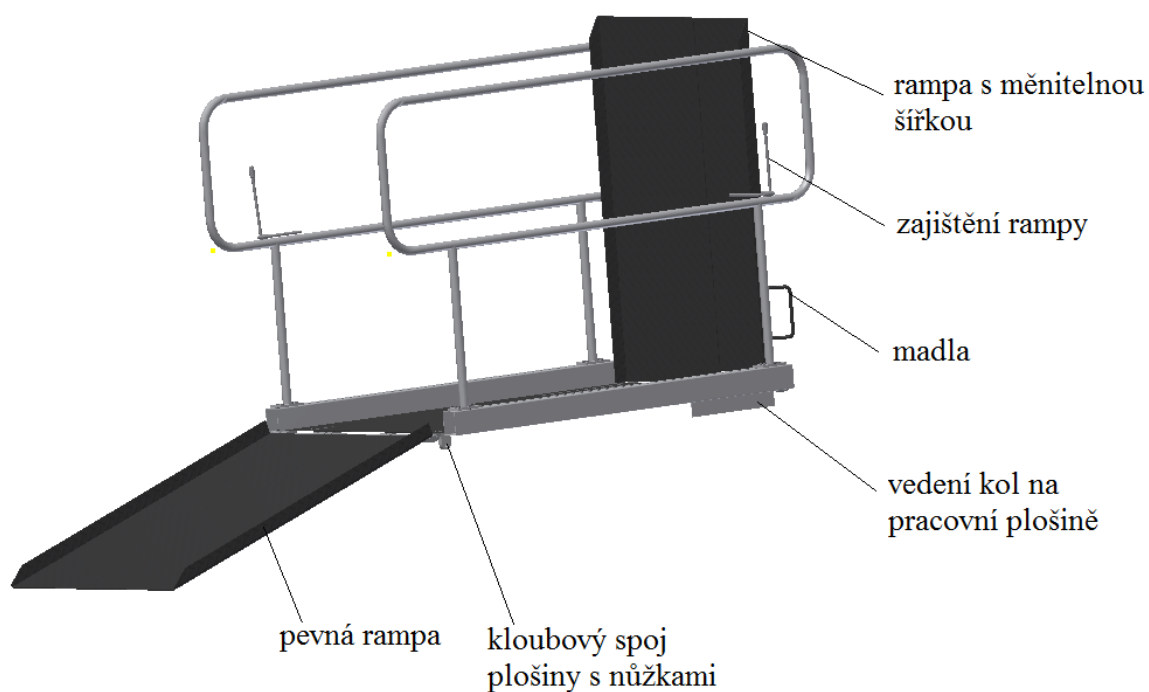
Skříň na baterie slouží k uskladnění baterií nezbytných pro pohon aktuátorů. V situacích, kdy není plošina využívána, je vhodné tyto baterie dobíjet z důvodu zachování větší životnosti. Nabíjení se realizuje zasunutím zástrčky nabíječky do zásuvky. Tyto nabíjecí kabely nalezneme spolu s bateriemi ve skřínce. Jsou použity dvě baterie, zapojené sériově, určené především pro vysokožátěžová zařízení. Maximální vybíjecí proud 105 A, váha jedné baterie je 2,6 kilogramů. Maximální doba nabíjení použitých baterií se udává okolo 7 hodin. Ovládání zdvihů je umístěno na konci hliníkové tyče, tak aby bylo možné obsluhovat plošinu ve stoje. Veškeré vedení kabeláže není součástí této práce.



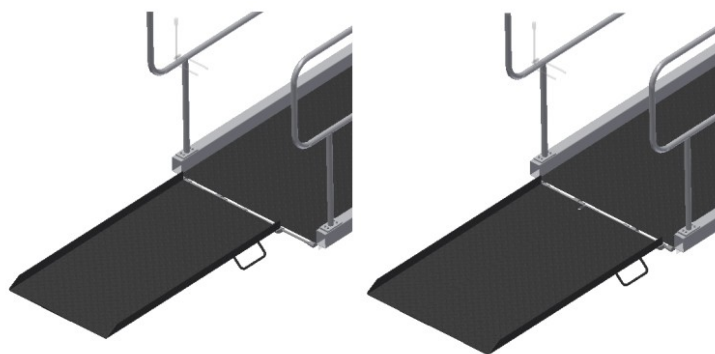
Obr. 13 Baterie CSB HR1234W [10]

2.2 Pracovní plošina

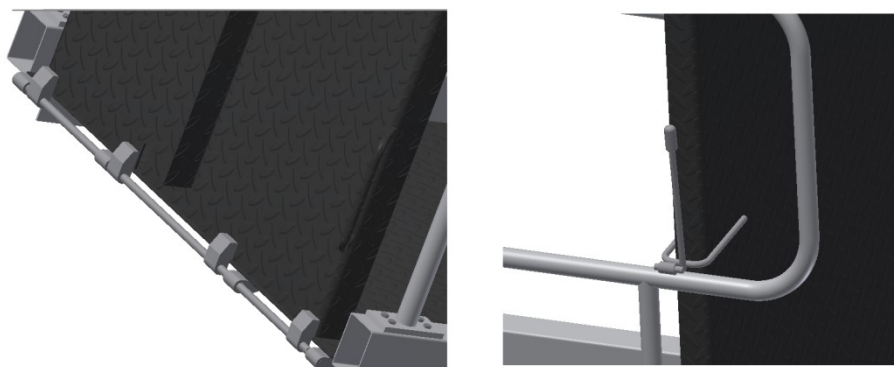
Oproti původní pracovní plošině, zůstaly veškeré rozměry zábradlí a ramp stejné. Na stávající pracovní plošině bylo třeba upravit umístění vedení kol a kloubového spoje vzhledem k změně celého nůžkového mechanismu. Spoj mechanismu s plošinou zajišťuje čep na každé straně o rozměrech Ø12 x 50. Nýty byly použity pro uchycení vedení kol ke spodnímu dílu plošiny. Šířka pevné rampy je 840 mm. Z důvodu rozdílných šířek vlakových dveří disponuje výjezdová rampa měnitelnou šířkou, která se pohybuje v rozmezí 620 - 770 mm v závislosti na rozměrech vysunutí. Obě tyto rampy i podlaha jsou vyrobeny z ohýbaných plechů tloušťky 3 mm. Snadnější obsluhu ramp zajišťují madla umístěna na bocích.



Obr. 14 pracovní plošina



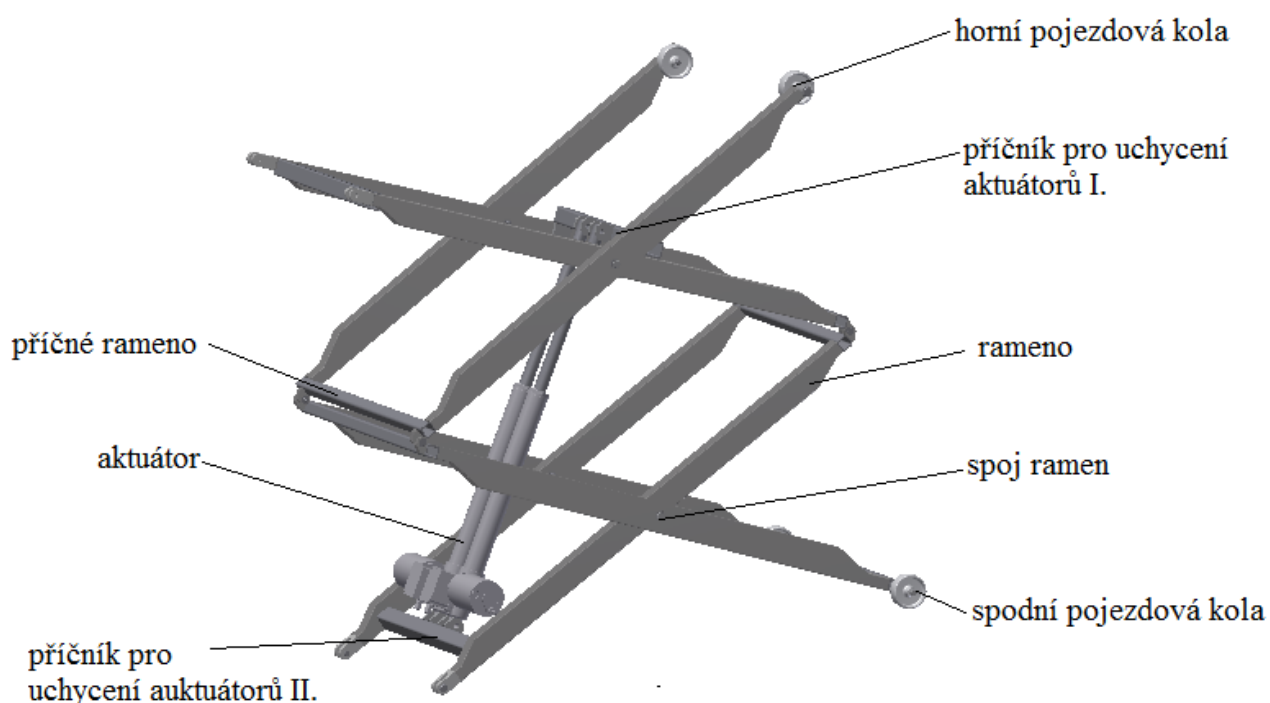
Obr. 15 Možnosti nastavení šířky výjezdové rampy



Obr. 16 detail uchycení rampy k podlaze (vlevo),
zajištění rampy ve vertikální poloze (vpravo)

2.3 Výsuvná konstrukce

Výsuvnou konstrukci tvoří dva shodné nůžkové mechanismy nad sebou, tvořeny z ocelových obdélníkových profilů rozměrů 70 x 40 x 3. Byl použit materiál 11 523. Výsuvná konstrukce je k podvozku a pracovní plošině připevněna dvojicí čepů Ø 12 x 50. Spojení jednotlivých ramen zajišťují čepy Ø10 x 125. Vzájemnou polohu mechanismu vymezují příčníky ramen. Dvojice aktuátorů připevněna k příčnícům v kloubové vazbě zajišťuje horizontální pohyb celé plošiny. V zadání této práce byl kladen důraz na použití aktuátorů od firmy MECVEL.

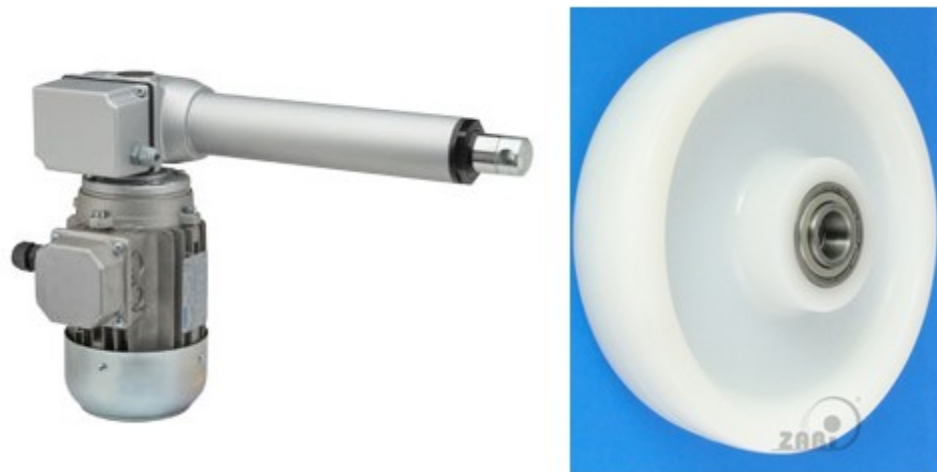


Obr. 17 Výsuvná konstrukce



Obr. 18 Pohled na výsuvnou konstrukci ve složeném tvaru

Jsou použity dva aktuátory typu ALI4 (obrázek 19) s maximální silou 10 kN a posuvem 640 – 1 100 mm. K přichycení aktuátorů k příčnícům bylo využito čepů Ø 12 x 55. Změna oproti plošině před optimalizací nastává v umístění těchto aktuátorů, které je realizováno vedle sebe. Tato změna v umístění aktuátorů měla za následek rozšíření celého mechanismu.



Obr. 19 aktuátor ALI4 (vlevo) [11], kolečko typ 1BN (vpravo) [12]

S ohledem na maximální dovolené zatížení plošiny jsou volena polyamidová pojezdová kola typ 1BN (obrázek 19) od firmy ZABI. Polyamidová kola vynikají odolností vůči naprosté většině maziv, olejů a chemikáliím. Vyznačují se nízkým valivým odporem, vysokou životností a snesou velké zatížení

Tab č. 3 Parametry kola typu 1BN [12]

Model	Polyamidové kolečko 1BN
Nosnost[kg]	400
Průměr kolečka [mm]	80
Šířka běhounu [mm]	37
Druh ložiska [-]	kuličkové
Hmotnost[kg]	0,25

2.4 Rozbor mechanismu

Pro výpočet nůžkové konstrukce byla použita metoda uvolňování. Princip metody spočívá ve vyjmutí jednotlivých těles z celé konstrukce a následnému zavedení příslušných reakcí, které působí na toto těleso a sestavení podmínek rovnováhy. Celý mechanismus je uložen nepohyblivě (staticky určitě). Těleso číslo 6 na obrázku 20 představuje aktuátor, který mění svou délku v závislosti na celkovém vysunutí plošiny. Přestože se jedná o prostorový mechanismus, je pro zjednodušení výpočtu soustava řešena jako rovinná, protože nůžky mechanismu jsou v navzájem rovnoběžných rovinách.

Při výpočtu stupňů volnosti se vycházelo ze vztahu:

$$i = (n-1) \cdot i_v - (2 \cdot \sum \xi_i - \eta) \quad (2.1)$$

$$i = (7-1) \cdot 3 - (2 \cdot 8 + 1 \cdot 2 - 0)$$

$$i = 0$$

ncelkový počet těles

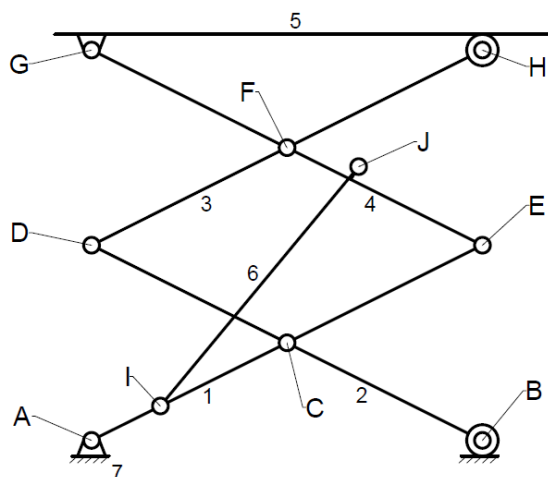
i_vpočet stupňů volnosti v rovině

ξ_ipočet rotačních, posuvných a valivých vazeb

ηpočet předpokládaných deformačních parametrů

vazby rotační: A, C, D, E, F, G, I, J

vazby posuvné: B, H



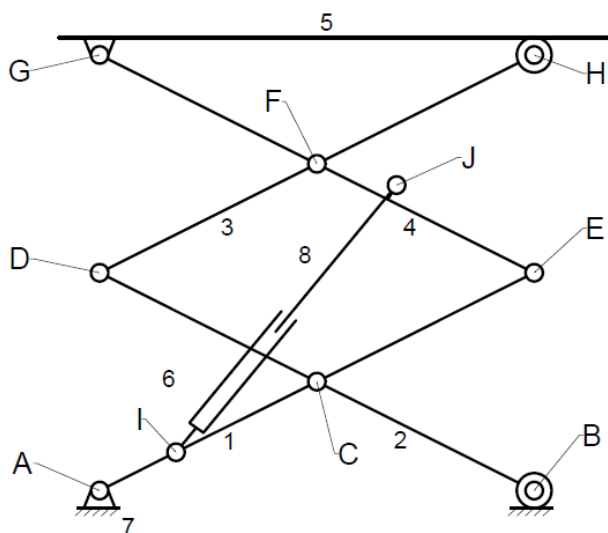
Obr. 20 Schéma konstrukce plošinového zvedáku

Dle rovnice 2.1 můžeme říct, že se mechanismus chová jako tuhý celek, jelikož celý mechanismus nemá žádný stupeň volnosti. V reálné situaci však aktuátor není absolutně tuhý a bylo by ho potřeba rozdělit do dvou těles a přidat posuvnou vazbu uvnitř aktuátoru, přičemž by se nám zvýšil celkový počet těles soustavy a počet vazeb. Zjednodušení je ovšem nezbytné pro následující výpočty. Rovnice 2.1 by pro reálnou situaci vypadala takto:

$$i = (8-1) \cdot 3 - (2 \cdot 9 + 1 \cdot 2 - 0) \quad (2.2)$$

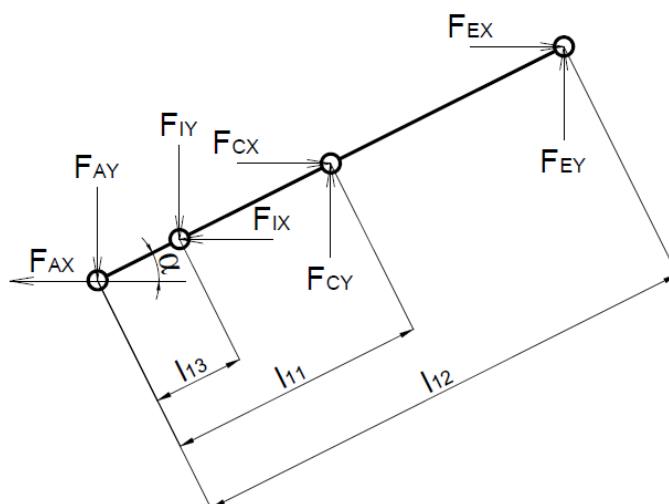
$$i = 1$$

Z výsledků vyplývá, že tento mechanismus má jeden stupeň volnosti a tudíž je zde možný jeden nezávislý pohyb. U nůžkových mechanismů je tímto nezávislým pohybem myšlena souřadnice úhlu sklonu aktuátoru od základní roviny. Pohyb soustavy nastane právě při změně tohoto úhlu.



Obr. 21 Schéma konstrukce plošinového zvedáku

Těleso 1



Obr. 22 Těleso 1 - rozložení sil

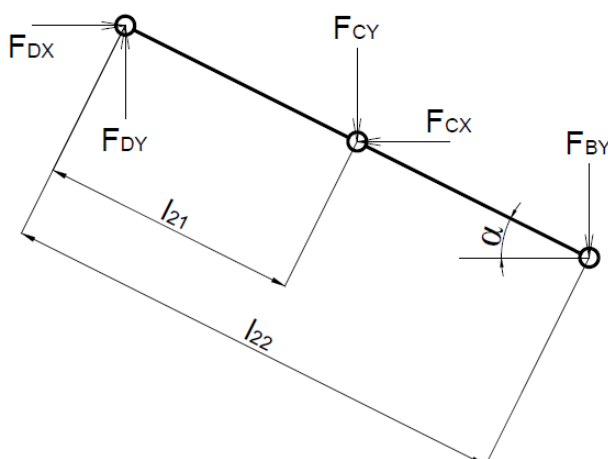
Podmínky statické rovnováhy:

$$\Sigma F_x: -F_{AX} + F_{CX} + F_{EX} - F_{IX} = 0 \quad (2.3)$$

$$\Sigma F_y: -F_{AY} + F_{CY} + F_{EY} - F_{IY} = 0 \quad (2.4)$$

$$\Sigma M_A: F_{EY} \cdot l_{12} \cdot \cos \alpha - F_{IY} \cdot \cos \alpha \cdot l_{13} + F_{IX} \cdot \sin \alpha \cdot l_{13} - F_{EX} \cdot l_{12} \cdot \sin \alpha - F_{CX} \cdot l_{11} \cdot \sin \alpha + F_{CY} \cdot l_{11} \cdot \cos \alpha = 0 \quad (2.5)$$

Těleso 2



Obr. 23 Těleso 2 - rozložení sil

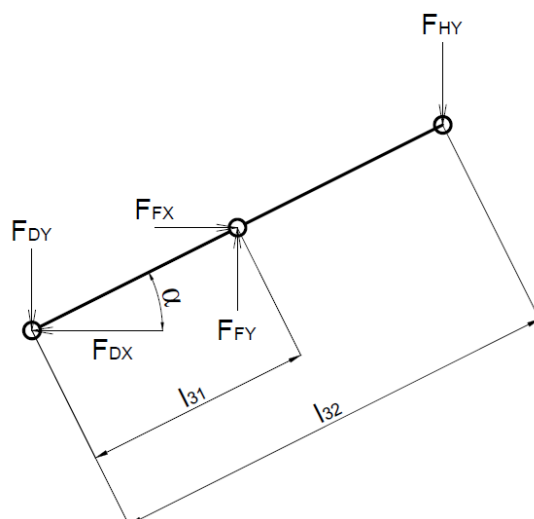
Podmínky statické rovnováhy:

$$\Sigma F_x: F_{DX} - F_{CX} = 0 \quad (2.6)$$

$$\Sigma F_y: F_{DY} - F_{CY} - F_{BY} = 0 \quad (2.7)$$

$$\Sigma M_D: -F_{CY} \cdot l_{21} \cdot \cos \alpha - F_{CX} \cdot l_{21} \cdot \sin \alpha - F_{BY} \cdot l_{22} \cdot \cos \alpha = 0 \quad (2.8)$$

Těleso 3



Obr. 24 Těleso 3 - rozložení sil

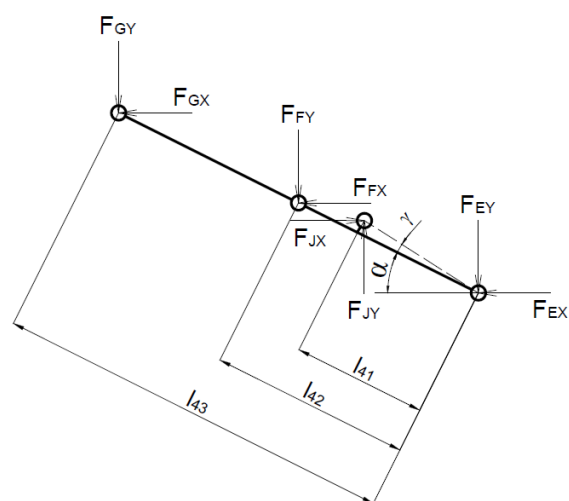
Podmínky statické rovnováhy:

$$\Sigma F_x: F_{FX} - F_{DX} = 0 \quad (2.9)$$

$$\Sigma F_y: F_{FY} - F_{HY} - F_{DY} = 0 \quad (2.10)$$

$$\Sigma M_D: F_{FY} \cdot l_{31} \cdot \cos \alpha - F_{FX} \cdot l_{31} \cdot \sin \alpha - F_{HY} \cdot l_{32} \cdot \cos \alpha = 0 \quad (2.11)$$

Těleso 4



Obr. 25 Těleso 4 - rozložení sil

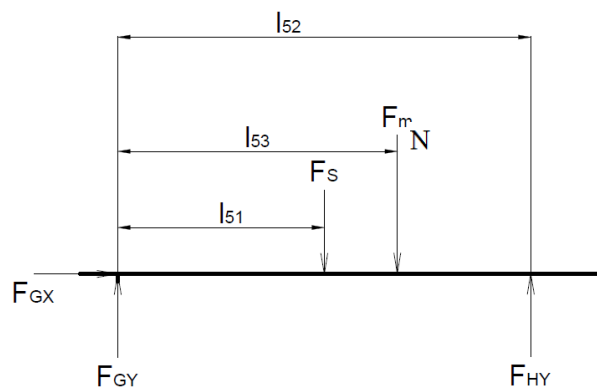
Podmínky statické rovnováhy:

$$\Sigma F_x: F_{JX} - F_{GX} - F_{FX} - F_{EX} = 0 \quad (2.12)$$

$$\Sigma F_y: F_{JY} - F_{EY} - F_{FY} - F_{GY} = 0 \quad (2.13)$$

$$\Sigma M_E: F_{FY} \cdot l_{42} \cdot \cos \alpha + F_{FX} \cdot l_{42} \cdot \sin \alpha + F_{GY} \cdot l_{43} \cdot \cos \alpha + F_{GX} \cdot l_{43} \cdot \sin \alpha - F_{JY} \cdot l_{41} \cdot \cos(\alpha - \gamma) - F_{JX} \cdot l_{41} \cdot \sin(\alpha - \gamma) = 0 \quad (2.14)$$

Těleso 5



Obr. 26 Těleso 5 - rozložení sil

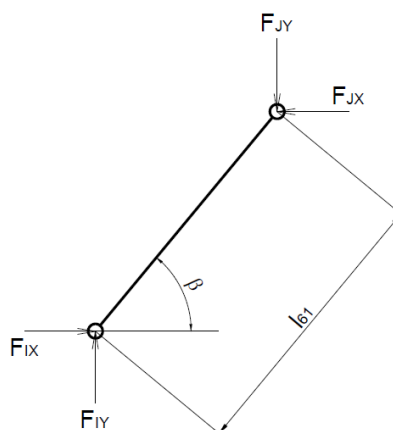
Podmínky statické rovnováhy:

$$\Sigma F_x: F_{GX} = 0 \quad (2.15)$$

$$\Sigma F_y: F_{GY} - F_m - F_S + F_{HY} = 0 \quad (2.16)$$

$$\Sigma M_G: F_{HY} \cdot l_{52} - F_S \cdot l_{51} - F_m \cdot l_{53} = 0 \quad (2.17)$$

Těleso 6



Obr. 27 Těleso 6 - rozložení sil

Podmínky statické rovnováhy:

$$\Sigma F_x: F_{IX} - F_{JX} = 0 \quad (2.18)$$

$$\Sigma F_y: F_{IY} - F_{JY} = 0 \quad (2.19)$$

$$\Sigma M_I: F_{JX} \cdot l_{61} \cdot \sin \beta - F_{JY} \cdot l_{61} \cdot \cos \beta = 0 \quad (2.20)$$

Neznámé parametry: $F_{AX}, F_{AY}, F_{BY}, F_{CX}, F_{CY}, F_{DX}, F_{DY}, F_{EX}, F_{EY}, F_{FX}, F_{FY}, F_{GX}, F_{GY}, F_{HY}, F_{IX}, F_{IY}, F_{JX}, F_{JY}$.

Celkový počet neznámých parametrů:

$$\mu = \mu_F + \mu_M = 18 + 0 = 18 \quad (2.21)$$

μ_Fcelkový počet neznámých silových parametrů

μ_Mcelkový počet neznámých momentových parametrů

Počet neznámých podmínek statické rovnováhy:

$$\upsilon = \upsilon_M + \upsilon_F = 12 + 8 = 18 \quad (2.22)$$

υ_Fpočet použitelných silových parametrů

υ_Mpočet použitelných momentových parametrů

Počet použitelných podmínek statické rovnováhy:

$$\upsilon = \mu \quad (2.23)$$

$$18 = 18$$

$$\mu_M + \mu_F \leq \upsilon_M \quad (2.24)$$

$$0 + 0 \leq 6$$

μ_Mpočet neznámých poloh působení momentů

μ_Fpočet neznámých poloh působení sil

Jelikož zde vzniklo 18 rovnic o 18 neznámých, je vhodné řešit tuto úlohu pomocí matice ve výpočetním softwaru. Pro výpočet byl použit software Microsoft Excel 2010.

Dříve musíme ale vypočítat velikosti vnějších sil F_S a F_N , které zatěžují mechanismus. Celková hmotnost mechanismu spolu s pracovní plošinou byla spočtena pomocí softwaru Autocad Inventor 2014. Předpokládá se, že zatížení je rovnoměrně rozděleno na obě strany nůžkového mechanismu a síla, která je způsobena hmotností konstrukce F_S působí ve středu pracovní plošiny. Pro výpočet uvažujeme nejnepríznivější možnost zatížení silou F_N na konci pracovní plošiny. Tato situace nastane při vyjíždění a najíždění vozíčkáře na zdvihací plošinu.

$$F_S = \frac{m_S \cdot g}{2} = \frac{151 \cdot 9,81}{2} = 735,7 \text{ N} \quad (2.1)$$

F_Ssíla způsobená hmotností mechanismu a pracovní plošiny

m_Shmotnost mechanismu a pracovní plošiny

$$F_N = \frac{m_{Dov} \cdot g \cdot k_s}{2} = \frac{270 \cdot 9,81 \cdot 1,5}{2} = 1986,5 \text{ N} \quad (2.2)$$

F_Nsíla způsobená osobou na vozíčku

m_{Dov}maximální dovolená nosnost plošiny

k_ssoučinitel bezpečnosti, $k_s=1,5$ dle ČSN EN 280+A2 [14]

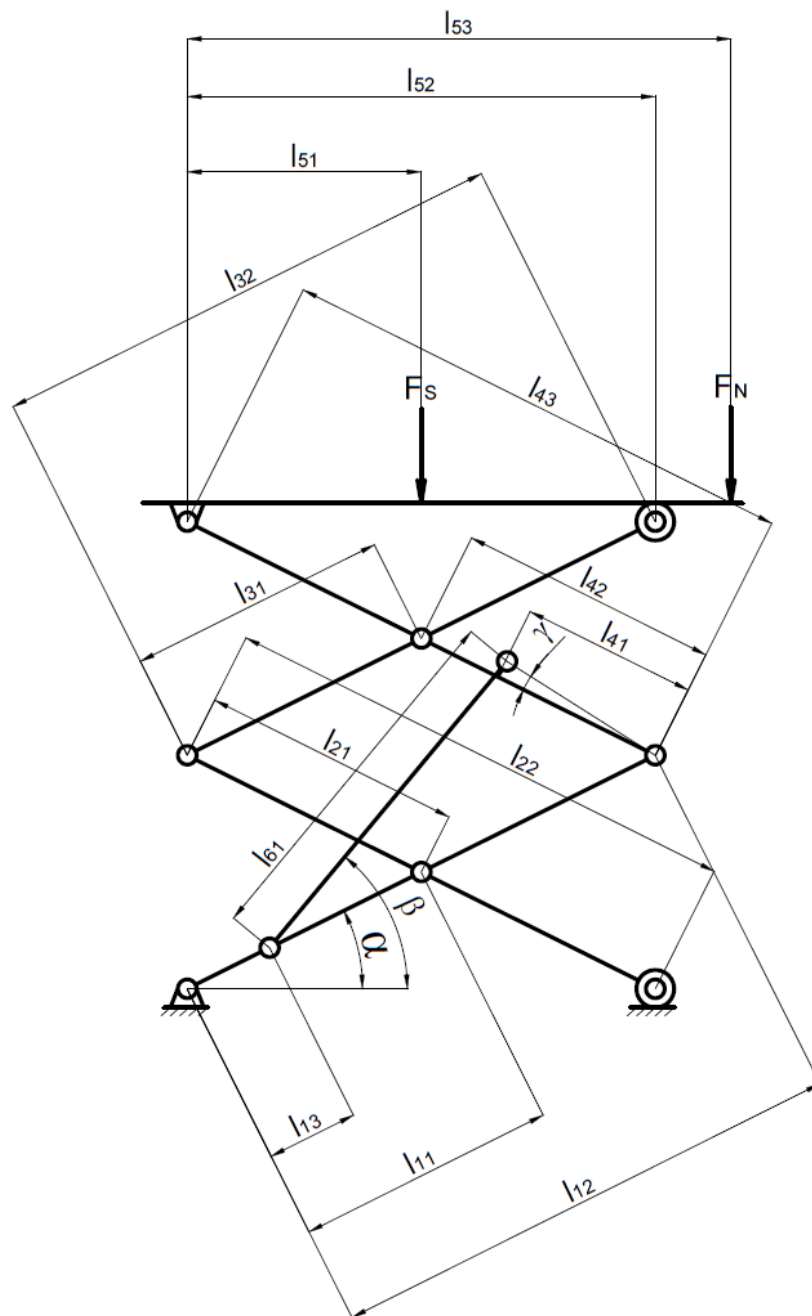
Veškeré rozměry z obrázku 28 jsou neměnné, pouze úhly α , β a rozměry l_{52} , l_{61} se mění v závislosti na poloze nůžkového mechanismu. Po úpravě základního tvaru matice 2.27 vznikne matice ve tvaru 2.28, kde A^{-1} je inverzní k matici A . Za matici b dosazujeme pravé strany z rovnic statické rovnováhy. Výpočet provedeme pro dva krajní stavy plošiny, pro minimální a maximální vysunutí mechanismu.

$$A \cdot x = b \quad (2.3)$$

$$x = A^{-1} \cdot b \quad (2.4)$$

Výsledná matice A pro dosazení všech neznámých rovnic :

-1	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0
0	-1	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	-1	0	0
0	0	0	$-l_{11}^*$ $\sin\alpha \cos\alpha$	l_{11}^*	0	0	$-l_{12}^*$ $\sin\alpha \cos\alpha$	l_{12}^*	0	0	0	0	0	l_{13}^* $\sin\alpha \cos\alpha$	$-l_{13}^*$	0	0
0	0	0	-1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	-1	0	-1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	$-l_{22}^*$ $\cos\alpha$	$-l_{21}^*$ $\sin\alpha$	$-l_{21}^*$ $\cos\alpha$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	-1	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	-1	0	0	0	1	0	0	-1	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	$-l_{31}^*$ $\sin\alpha \cos\alpha$	l_{31}^*	0	0	$-l_{32}^*$ $\cos\alpha$	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	-1	0	-1	0	-1	0	0	0	0	1	0
	0	0	0	0	0	0	0	-1	0	-1	0	-1	0	0	0	0	1
0	0	0	0	0	0	0	0	0	l_{42}^* $\sin\alpha \cos\alpha$	l_{42}^*	l_{43}^* $\sin\alpha$	l_{43}^* $\cos\alpha$	0	0	0	$-l_{41}^*$ $\sin(\alpha-\gamma)$	$-l_{41}^*$ $\cos(\alpha-\gamma)$
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	l_{52}	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	-1	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	-1
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	l_{61}^* $\sin\beta$	$-l_{61}^*$ $\cos\beta$



Obr. 28 Schéma nůžkového mechanismu

$l_{11}=0,63\text{m}$	$l_{32}=1,212\text{m}$	$l_{53}=1,34\text{m}$
$l_{12}=1,265\text{m}$	$l_{41}=0,562\text{m}$	$l_{61}=0,64-1,120\text{m}$
$l_{13}=0,1\text{m}$	$l_{42}=0,635\text{m}$	$\alpha=1^\circ-34^\circ$
$l_{21}=0,612\text{m}$	$l_{43}=1,27\text{m}$	$\beta=14,24^\circ-66,42^\circ$
$l_{22}=1,247\text{m}$	$l_{51}=0,63\text{m}$	$\gamma=14^\circ$
$l_{31}=0,612\text{m}$	$l_{52}=1,235-0,991\text{m}$	

Výpočet sil v dolní poloze mechanismu.

$$x = A^{-1} \cdot b$$

$$\begin{vmatrix}
 -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -0,011 & 0,629 & 0 & 0 & -0,022 & 1,264 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,001 & -0,099 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -1,246 & -0,01 & -0,611 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0,01 & 0,611 & 0 & 0 & -1,211 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,011 & 0,634 & 0,022 & 1,269 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0,145 & -0,542 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1,235 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,217 & -0,601 & -1
 \end{vmatrix} \cdot$$

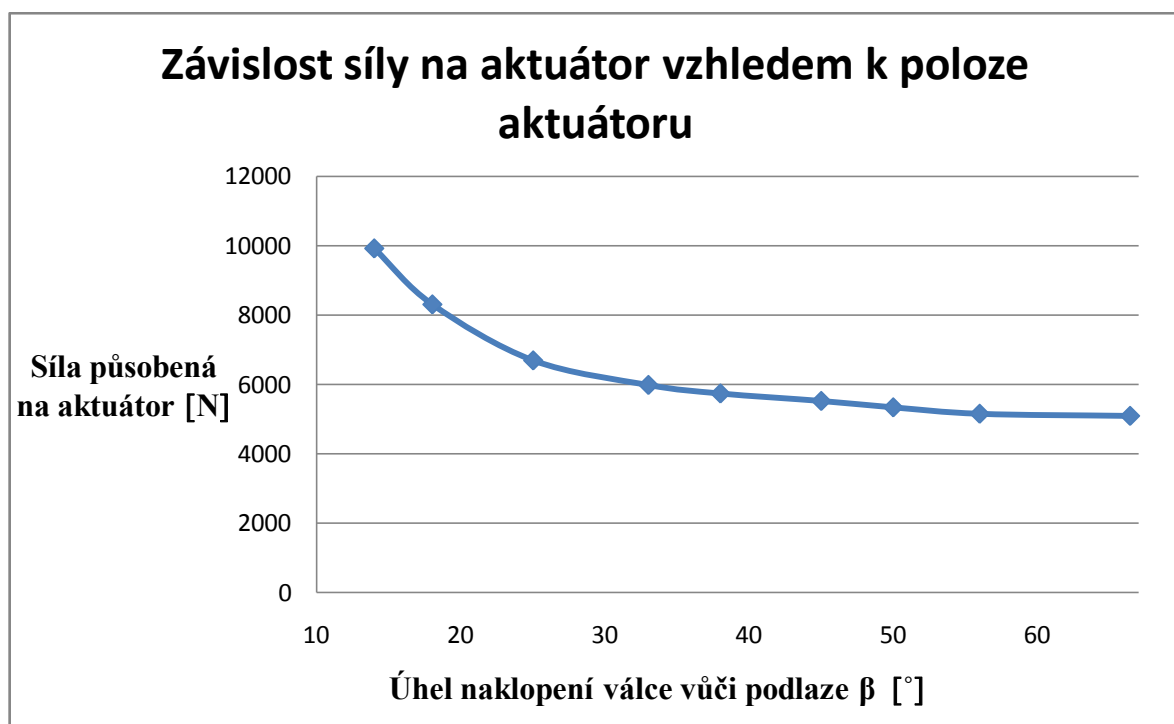
$$\begin{vmatrix}
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 2722,275 \\
 3125,466 \\
 0 \\
 0 \\
 0
 \end{vmatrix} =
 \begin{vmatrix}
 0 \\
 -692,8 \\
 -2029,4 \\
 -10754,8 \\
 4322,7 \\
 -10754,8 \\
 2293,3 \\
 20074,1 \\
 -1642,1 \\
 -10754,8 \\
 4824,1 \\
 0 \\
 191,5 \\
 2530,7 \\
 9319,3 \\
 3373,5 \\
 9319,3 \\
 3373,5
 \end{vmatrix} =
 \begin{vmatrix}
 F_{AX} \\
 F_{AY} \\
 F_{BY} \\
 F_{CX} \\
 F_{CY} \\
 F_{DX} \\
 F_{DY} \\
 F_{EX} \\
 F_{EY} \\
 F_{FX} \\
 F_{FY} \\
 F_{GX} \\
 F_{GY} \\
 F_{HY} \\
 F_{IX} \\
 F_{IY} \\
 F_{JX} \\
 F_{JY}
 \end{vmatrix}$$

Výpočet sil v horní poloze mechanismu.

$$x = A^{-1} \cdot b$$

$$\begin{pmatrix}
 -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -0,352 & 0,522 & 0 & 0 & -0,707 & 1,048 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,055 & -0,082 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & -1,033 & -0,342 & -0,507 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0,342 & 0,507 & 0 & 0 & -1,004 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,355 & 0,526 & 0,710 & 1,052 & 0 & 0 & 0 & -0,417 & -0,376 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,991 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1,023 & -0,455
 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ -150,2 \\ -2572 \\ -313,8 \\ 5452,3 \\ -313,8 \\ 2880,3 \\ 2382,1 \\ -957 \\ -313,8 \\ 6034,1 \\ 0 \\ -431,5 \\ 3153,8 \\ 2068,3 \\ 4645,5 \\ 2068,3 \\ 4645,5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_{AX} \\ F_{AY} \\ F_{BY} \\ F_{CX} \\ F_{CY} \\ F_{DX} \\ F_{DY} \\ F_{EX} \\ F_{EY} \\ F_{FX} \\ F_{FY} \\ F_{GX} \\ F_{GY} \\ F_{HY} \\ F_{IX} \\ F_{IY} \\ F_{JX} \\ F_{JY} \end{pmatrix}$$

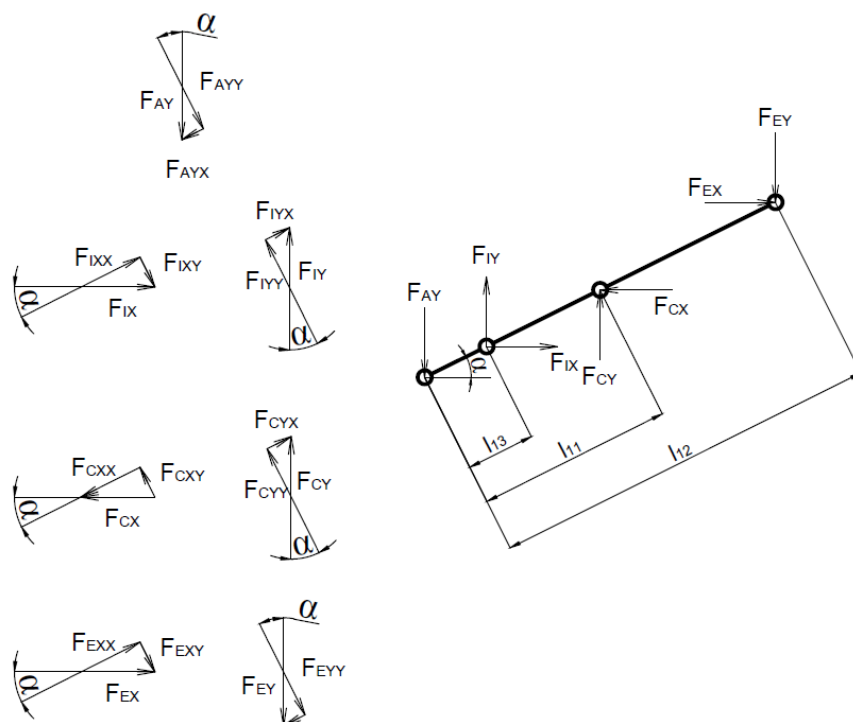


Obr. 29 Závislost síly na aktuátor vzhledem k poloze aktuátoru

Výše uvedený graf vznikl na základě rozdělení celkového zdvihu do deseti náhodných intervalů, dosazením příslušných rozměrových hodnot do matic odečtených z modelu, zaznamenáním potřebné síly na aktuátoru v daném bodě a následně byla proložena křivka těmito body. Největší zatížení aktuátoru nastává při nejnižší poloze plošiny. Podmínkou zadání této práce bylo použít stávající aktuátor. Kritický úhel je tedy pro náš případ $\beta=14^\circ$, kdyby tento úhel byl nižší, vznikly by větší síly a požadovaný aktuátor by nebyl schopen vytlačit plošinu. Při použití modelu o třídu vyšší, tedy ALI5 [18], který dokáže vyvinout sílu až 15kN je možné tento úhel snížit. Nicméně by tento model nemohl být konstrukčně umístěn tak, abychom dosáhli potřebných rozměrů. Dle výsledků z maticového řešení, známe skutečnou orientaci sil v jednotlivých tělesech. V následující kapitole provedeme tedy výpočet a zobrazení vnitřních výsledných účinků pro jednotlivá tělesa pro složený tvar, kdy jsou působící síly největší. Pouze pro těleso 5 provedeme výpočty pro stav v nejvyšší poloze, jelikož jsou zde síly největší.

2.5 Výpočet vnitřních silových účinků

Skutečná orientace sil na tělese 1



Obr. 30 Rozklad sil do lokálního souřadnicového systému (vlevo), skutečná orientace sil (vpravo) na tělese 1

Výpočet velikostí jednotlivých sil na tělese 1:

$$F_{AYX} = F_{AY} \cdot \sin \alpha = 692,8 \cdot \sin(1) = 12,09 \text{ N} \quad (2.29)$$

$$F_{AYY} = F_{AY} \cdot \cos \alpha = 692,8 \cdot \cos(1) = 692,69 \text{ N} \quad (2.30)$$

$$F_{IXX} = F_{IX} \cdot \cos \alpha = 9319,3 \cdot \cos(1) = 9317,88 \text{ N} \quad (2.31)$$

$$F_{IXY} = F_{IX} \cdot \sin \alpha = 9319,3 \cdot \sin(1) = 162,64 \text{ N} \quad (2.32)$$

$$F_{IYX} = F_{IY} \cdot \sin \alpha = 3373,5 \cdot \sin(1) = 58,87 \text{ N} \quad (2.33)$$

$$F_{IYY} = F_{IY} \cdot \cos \alpha = 3373,5 \cdot \cos(1) = 3372,98 \text{ N} \quad (2.34)$$

$$F_{CXX} = F_{CX} \cdot \cos \alpha = 10754,8 \cdot \cos(1) = 10753 \text{ N} \quad (2.35)$$

$$F_{CXY} = F_{CX} \cdot \sin \alpha = 10754,8 \cdot \sin(1) = 187,7 \text{ N} \quad (2.36)$$

$$F_{CYX} = F_{CY} \cdot \sin \alpha = 4322,7 \cdot \sin(1) = 75,44 \text{ N} \quad (2.37)$$

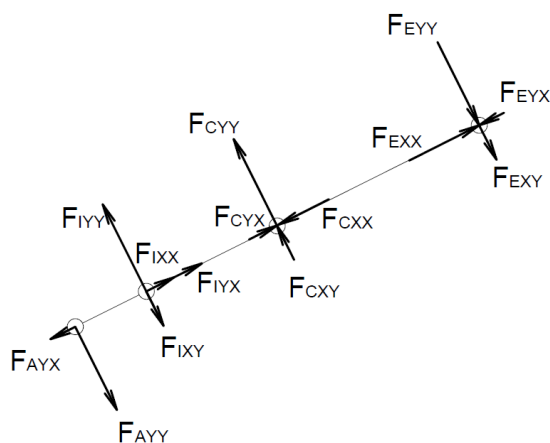
$$F_{CYY} = F_{CY} \cdot \cos \alpha = 4322,7 \cdot \cos(1) = 4322 \text{ N} \quad (2.38)$$

$$F_{EXX} = F_{EX} \cdot \cos\alpha = 20074,1 \cdot \cos(1) = 20071 \text{ N} \quad (2.39)$$

$$F_{EXY} = F_{EX} \cdot \sin\alpha = 20074,1 \cdot \sin(1) = 350,3 \text{ N} \quad (2.40)$$

$$F_{EYX} = F_{EY} \cdot \sin\alpha = 1642,1 \cdot \sin(1) = 28,6 \text{ N} \quad (2.41)$$

$$F_{EYY} = F_{EY} \cdot \cos\alpha = 1642,1 \cdot \cos(1) = 1641,8 \text{ N} \quad (2.42)$$



Obr. 31 Rozklad sil na tělese 1

Výpočet normálových sil na tělese 1:

$$N_{11}^L = F_{AYX} = 12,09 \text{ N} \quad (2.43)$$

$$N_{12}^L = N_{11}^L - F_{IXX} - F_{IYX} = 12,09 - 9317,88 - 58,87 = -9364,66 \text{ N} \quad (2.44)$$

$$N_{13}^L = N_{12}^L - F_{CYX} + F_{CXX} = 9364,66 - 75,44 + 10753 = 20042,4 \text{ N} \quad (2.45)$$

$$N_{14}^P = F_{EXX} - F_{EYX} = 20071 - 28,6 = 20042,4 \text{ N} \quad (2.46)$$

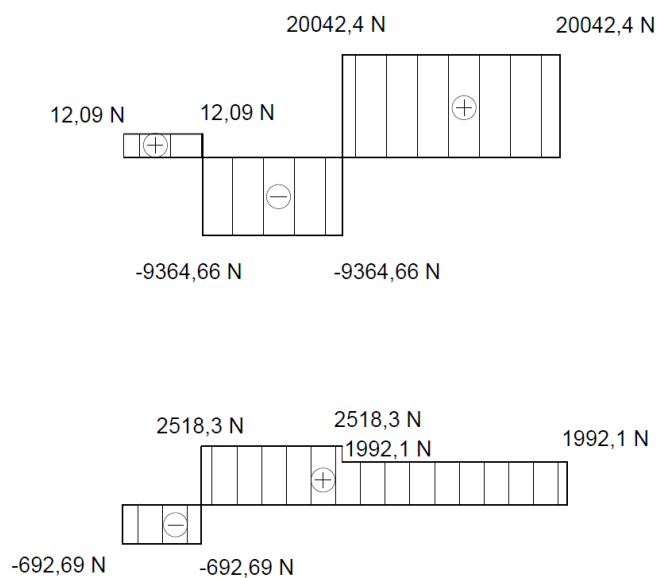
Výpočet tečných sil na tělese 1:

$$T_{11}^L = -F_{AYY} = -692,69 \text{ N} \quad (2.47)$$

$$T_{12}^L = T_{11}^L + F_{IYY} - F_{IXY} = -692,69 + 3372,98 - 162,64 = 2518,3 \text{ N} \quad (2.48)$$

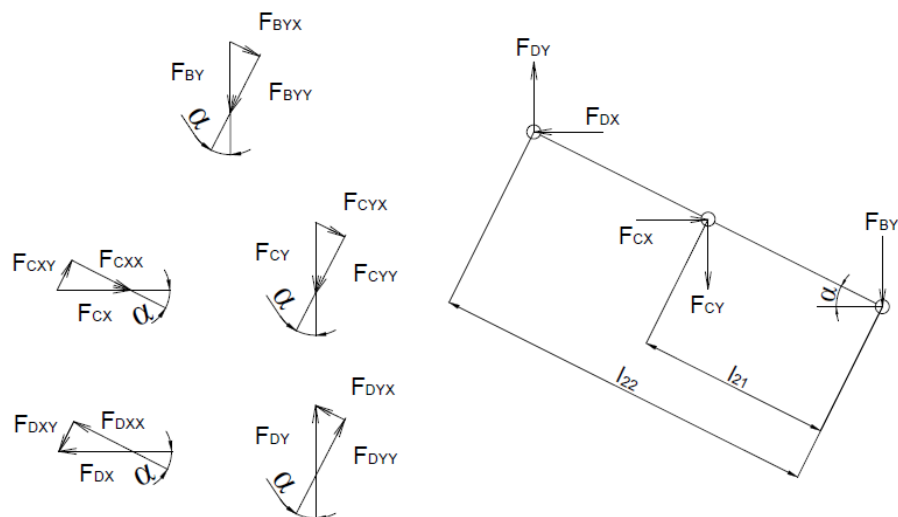
$$T_{13}^L = T_{12}^L + F_{CYY} + F_{CXY} = -2518,3 + 4322 + 187,7 = 1992,1 \text{ N} \quad (2.49)$$

$$T_{14}^P = F_{EYY} + F_{EXY} = 1641,8 + 350,3 = 1992,1 \text{ N} \quad (2.50)$$



Obr. 32 Průběhy vnitřních sil normálových (nahore),
tečných (dole), na tělese 1

Skutečná orientace sil na tělese 2



Obr. 33 Rozklad sil do lokálního souřadnicového systému (vlevo),
skutečná orientace sil (vpravo) na tělese 2

Výpočet velikostí jednotlivých sil na tělese 2:

$$F_{DYX} = F_{DY} \cdot \sin \alpha = 2293,3 \cdot \sin(1) = 40 \text{ N} \quad (2.51)$$

$$F_{DYY} = F_{DY} \cdot \cos \alpha = 2293,3 \cdot \cos(1) = 2292,1 \text{ N} \quad (2.52)$$

$$F_{DXX} = F_{DX} \cdot \cos\alpha = 10754,8 \cdot \cos(1) = 10753,1 \text{ N} \quad (2.53)$$

$$F_{DXY} = F_{DX} \cdot \sin\alpha = 10754,8 \cdot \sin(1) = 187,7 \text{ N} \quad (2.54)$$

$$F_{CYX} = F_{CY} \cdot \sin\alpha = 4322,7 \cdot \sin(1) = 75,4 \text{ N} \quad (2.55)$$

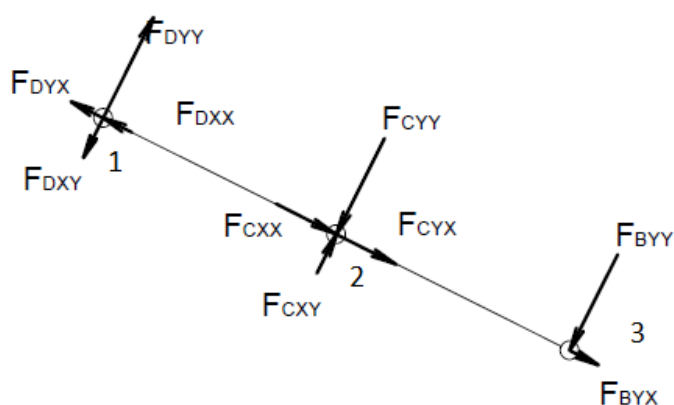
$$F_{CYY} = F_{CY} \cdot \cos\alpha = 4322,7 \cdot \cos(1) = 4322 \text{ N} \quad (2.56)$$

$$F_{CXX} = F_{CX} \cdot \cos\alpha = 10754,8 \cdot \cos(1) = 10753 \text{ N} \quad (2.57)$$

$$F_{CXY} = F_{CX} \cdot \sin\alpha = 10754,8 \cdot \sin(1) = 187,7 \text{ N} \quad (2.58)$$

$$F_{BYX} = F_{BY} \cdot \sin\alpha = 2029,4 \cdot \sin(1) = 35,4 \text{ N} \quad (2.59)$$

$$F_{BYY} = F_{BY} \cdot \cos\alpha = 2029,4 \cdot \cos(1) = 2029,1 \text{ N} \quad (2.60)$$



Obr.

Obr. 34 Rozklad sil na tělese 2

Výpočet normálových sil na tělese 2:

$$N_{21}^L = F_{DYX} + F_{DXX} = 40 + 10753,1 = 10793,1 \text{ N} \quad (2.61)$$

$$N_{22}^L = N_{21}^L - F_{CXX} - F_{CYX} = 10793,1 - 10753 - 75,4 = -35,3 \text{ N} \quad (2.62)$$

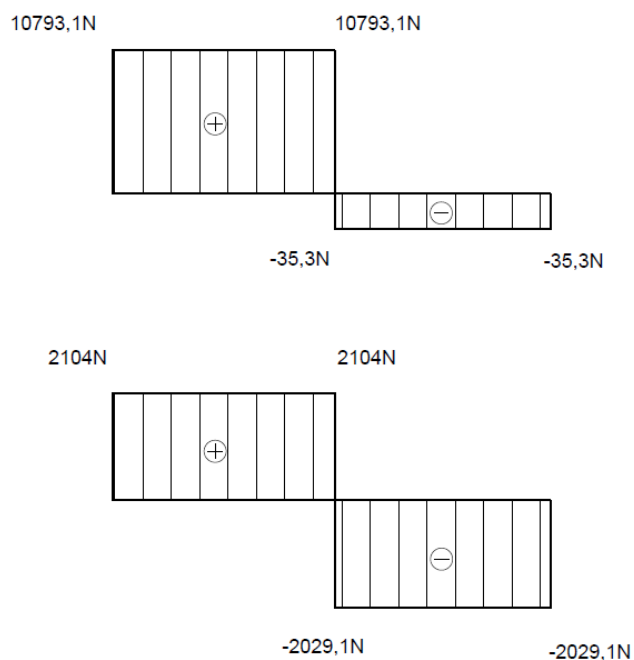
$$N_{23}^P = F_{BYX} = -35,4 \text{ N} \quad (2.63)$$

Výpočet tečných sil na tělese 2:

$$T_{21}^L = -F_{DXY} + F_{DYY} = -187,7 + 2292,1 = 2104 \text{ N} \quad (2.64)$$

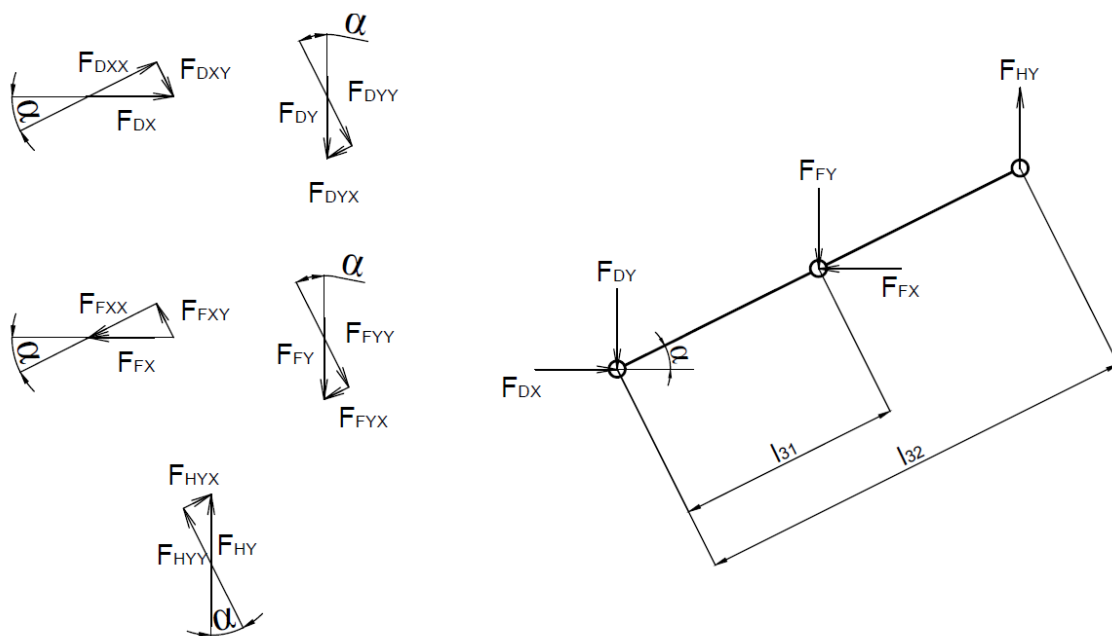
$$T_{22}^L = T_{21}^L + F_{CXY} - F_{CYY} = 2104 + 187,7 - 4322 = 2029,1 \text{ N} \quad (2.65)$$

$$T_{23}^P = F_{BYY} = -2029,1 \text{ N} \quad (2.66)$$



Obr. 35 Průběhy vnitřních sil normálových (nahore),
tečných (dole), na tělese 2

Skutečná orientace sil na tělese 3



Obr. 36 Rozklad sil do lokálního souřadnicového systému (vlevo),
skutečná orientace sil (vpravo) na tělese 3

Výpočet velikostí jednotlivých sil na tělese 3:

$$F_{D_{YX}} = F_{D_Y} \cdot \sin \alpha = 2293,3 \cdot \sin(1) = 40,02 \text{ N} \quad (2.51)$$

$$F_{D_{YY}} = F_{D_Y} \cdot \cos \alpha = 2293,3 \cdot \cos(1) = 2292,9 \text{ N} \quad (2.52)$$

$$F_{D_{XX}} = F_{D_X} \cdot \cos \alpha = 10754,8 \cdot \cos(1) = 10753,1 \text{ N} \quad (2.53)$$

$$F_{D_{XY}} = F_{D_X} \cdot \sin \alpha = 10754,8 \cdot \sin(1) = 187,7 \text{ N} \quad (2.54)$$

$$F_{F_{YX}} = F_{F_Y} \cdot \sin \alpha = 4824,1 \cdot \sin(1) = 84,19 \text{ N} \quad (2.55)$$

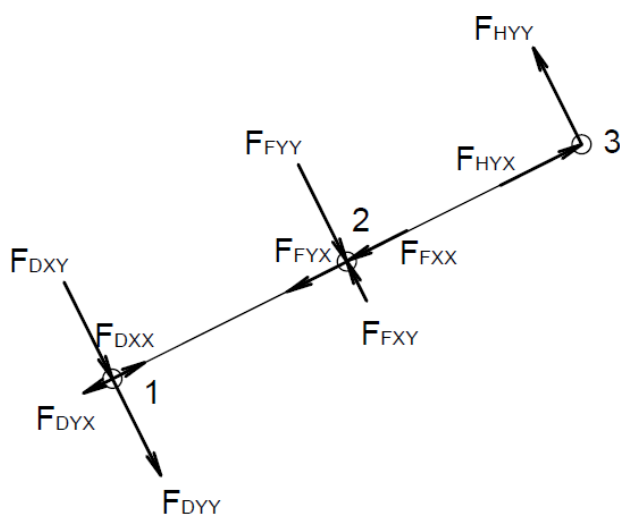
$$F_{F_{YY}} = F_{F_Y} \cdot \cos \alpha = 4824,1 \cdot \cos(1) = 4823,3 \text{ N} \quad (2.56)$$

$$F_{F_{XX}} = F_{F_X} \cdot \cos \alpha = 10754,8 \cdot \cos(1) = 10753,1 \text{ N} \quad (2.57)$$

$$F_{F_{XY}} = F_{F_X} \cdot \sin \alpha = 10754,8 \cdot \sin(1) = 187,7 \text{ N} \quad (2.58)$$

$$F_{H_{YX}} = F_{H_Y} \cdot \sin \alpha = 2530,7 \cdot \sin(1) = 44,1 \text{ N} \quad (2.59)$$

$$F_{H_{YY}} = F_{H_Y} \cdot \cos \alpha = 2530,7 \cdot \cos(1) = 2530,3 \text{ N} \quad (2.60)$$



Obr. 37 Rozklad sil na tělese 3

Výpočet normálových sil na tělese 3:

$$N_{31}^L = F_{D_{YX}} - F_{D_{XX}} = 40 - 10753,1 = -10\,713 \text{ N} \quad (2.61)$$

$$\begin{aligned} N_{32}^L &= N_{31}^L + F_{F_{YX}} + F_{F_{XX}} = -10713 + 84,19 + 10753,1 \\ &= 44,1 \text{ N} \end{aligned} \quad (2.62)$$

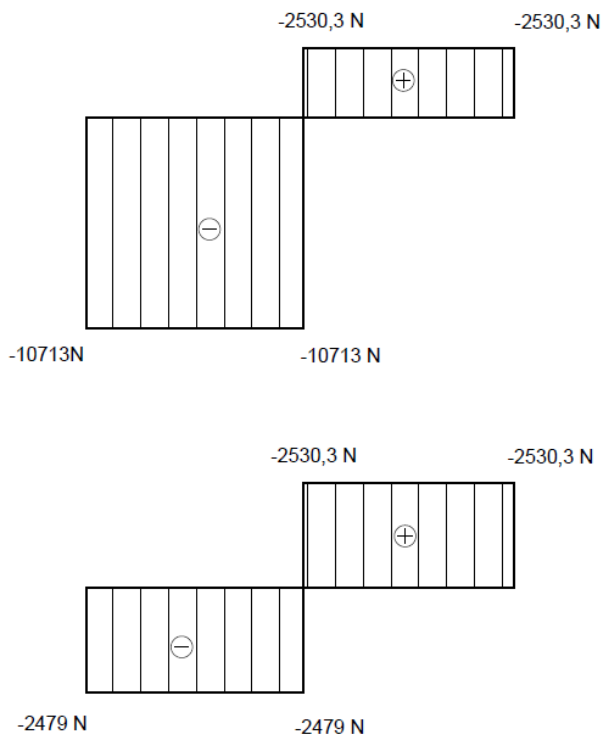
$$N_{33}^P = F_{H_{YX}} = 44,1 \text{ N} \quad (2.63)$$

Výpočet tečných sil na tělese 3:

$$T_{31}^L = -F_{DXY} - F_{DYY} = -187,7 - 2292,2 = -2479 \text{ N} \quad (2.64)$$

$$T_{32}^L = T_{31}^L + F_{FXY} - F_{FYY} = -2479 + 187,7 + 4823,3 = 2530,3 \text{ N} \quad (2.65)$$

$$T_{33}^P = F_{HYY} = 2530,3 \text{ N} \quad (2.66)$$



Obr. 38 Průběhy vnitřních sil normálových (nahore),
tečných (dole), na tělese 3

Skutečná orientace sil na tělese 4

Výpočet velikostí jednotlivých sil na tělese 4:

$$F_{GYX} = F_{GY} \cdot \sin \alpha = 191,5 \cdot \sin(1) = 3,3 \text{ N} \quad (2.67)$$

$$F_{GYY} = F_{GY} \cdot \cos \alpha = 191,5 \cdot \cos(1) = 191,4 \text{ N} \quad (2.68)$$

$$F_{FXX} = F_{FX} \cdot \cos \alpha = 10754,8 \cdot \cos(1) = 10753,1 \text{ N} \quad (2.69)$$

$$F_{FXY} = F_{FX} \cdot \sin \alpha = 10754,8 \cdot \sin(1) = 187,7 \text{ N} \quad (2.70)$$

$$F_{FYY} = F_{FY} \cdot \sin \alpha = 4824,1 \cdot \sin(1) = 84,2 \text{ N} \quad (2.71)$$

$$F_{FYY} = F_{FY} \cdot \cos \alpha = 4824,1 \cdot \cos(1) = 4823,3 \text{ N} \quad (2.72)$$

$$F_{JXX} = F_{JX} \cdot \cos\alpha = 9319,3 \cdot \cos(1) = 9317 \text{ N} \quad (2.73)$$

$$F_{JXY} = F_{JX} \cdot \sin\alpha = 9319,3 \cdot \sin(1) = 162,6 \text{ N} \quad (2.74)$$

$$F_{JYX} = F_{JY} \cdot \sin\alpha = 3373,5 \cdot \sin(1) = 58,8 \text{ N} \quad (2.75)$$

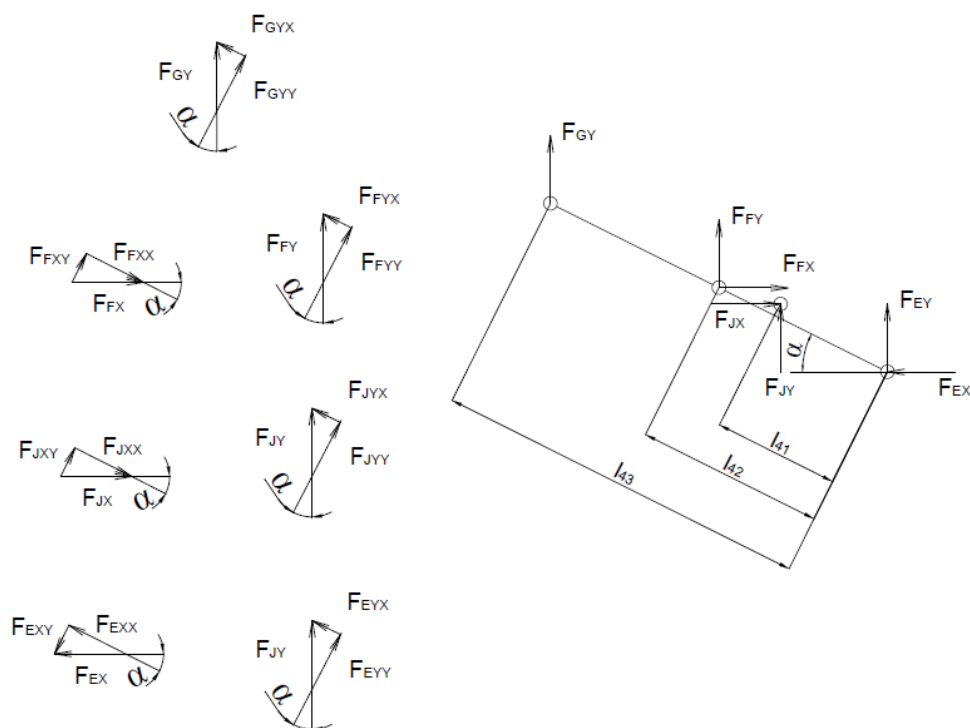
$$F_{JYY} = F_{JY} \cdot \cos\alpha = 3373,5 \cdot \cos(1) = 3372 \text{ N} \quad (2.76)$$

$$F_{EXX} = F_{EX} \cdot \cos\alpha = 20074,1 \cdot \cos(1) = 20071 \text{ N} \quad (2.77)$$

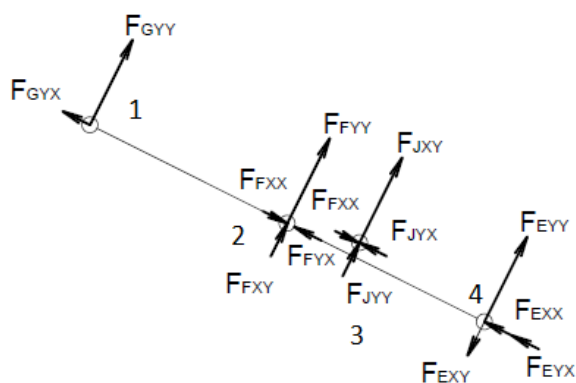
$$F_{EXY} = F_{EX} \cdot \sin\alpha = 20074,1 \cdot \sin(1) = 350,3 \text{ N} \quad (2.78)$$

$$F_{EYX} = F_{EY} \cdot \sin\alpha = 1642,1 \cdot \sin(1) = 28,6 \text{ N} \quad (2.79)$$

$$F_{EYY} = F_{EY} \cdot \cos\alpha = 1642,1 \cdot \cos(1) = 1641 \text{ N} \quad (2.80)$$



Obr. 39 Rozklad sil do lokálního souřadnicového systému (vlevo),
skutečná orientace sil (vpravo) na tělese 4



Obr. 40 Rozklad sil na tělese 4

Výpočet normálových sil na tělese 4:

$$N_{41}^L = F_{GYX} = 3,3 \text{ N} \quad (2.81)$$

$$N_{42}^L = N_{41}^L + F_{FXX} - F_{FYX} = 12,09 + 10753,1 - 84,2 = 10680 \text{ N} \quad (2.82)$$

$$N_{43}^L = N_{42}^L - F_{JXX} + F_{JYX} = -10680 - 9317 + 58,8 = -20099 \text{ N} \quad (2.83)$$

$$N_{14}^P = -F_{EXX} - F_{EYX} = -20071 - 28,6 = -20099 \text{ N} \quad (2.84)$$

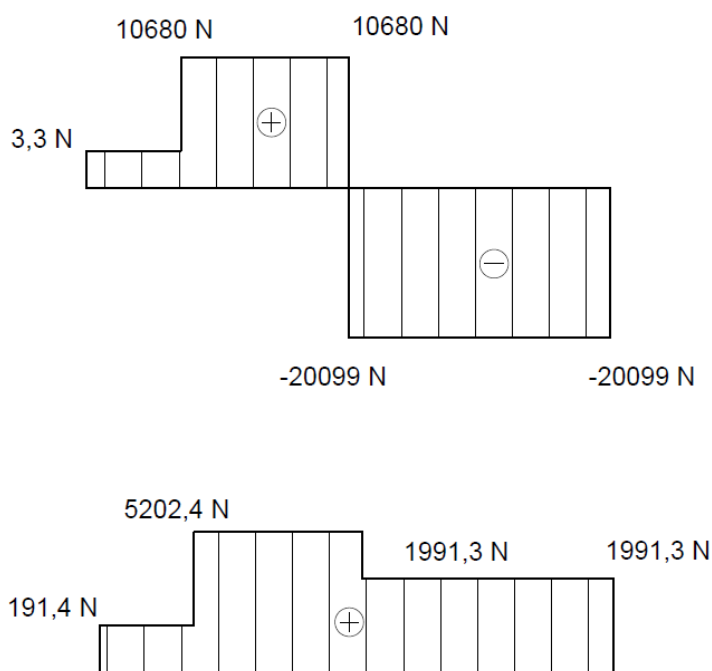
Výpočet tečných sil na tělese 4:

$$T_{41}^L = F_{GYX} = 191,4 \text{ N} \quad (2.85)$$

$$T_{42}^L = T_{41}^L + F_{FYY} + F_{FXY} = 191,4 + 4823,3 + 187,7 = 5202,4 \text{ N} \quad (2.86)$$

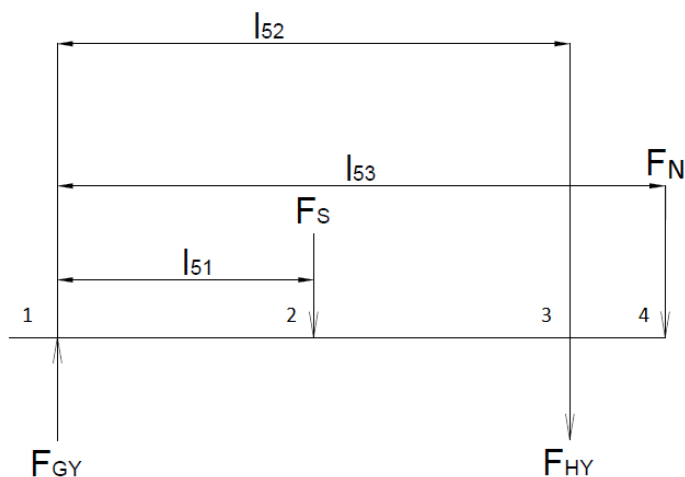
$$T_{43}^L = T_{42}^L - F_{JYY} + F_{JXY} = 5202,4 - 3372 + 162,2 = 1991,3 \text{ N} \quad (2.87)$$

$$T_{44}^P = F_{EYY} + F_{EXY} = 1641 + 350,3 = 1991,3 \text{ N} \quad (2.88)$$



Obr. 41 Průběhy vnitřních sil normálových (nahore),
tečných (dole), na tělese 4

Skutečná orientace sil na tělese 5



Obr. 42 Skutečná orientace sil na tělese 5

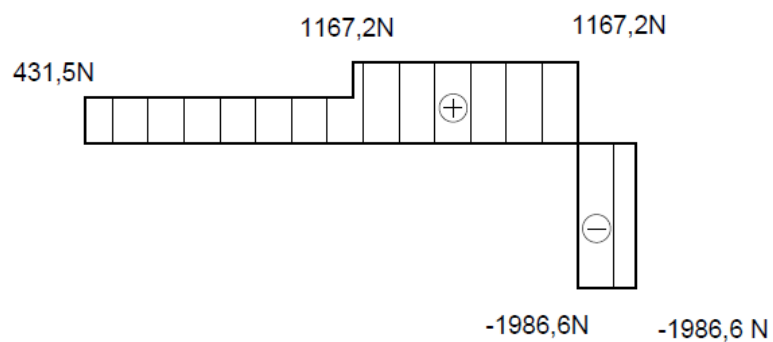
Výpočet tečných sil na tělese 5:

$$T_{51}^L = F_{GY} = 431,5 \text{ N} \quad (2.89)$$

$$T_{52}^L = T_{51}^L - F_S = 431,5 + 735,7 = 1167,2 \text{ N} \quad (2.90)$$

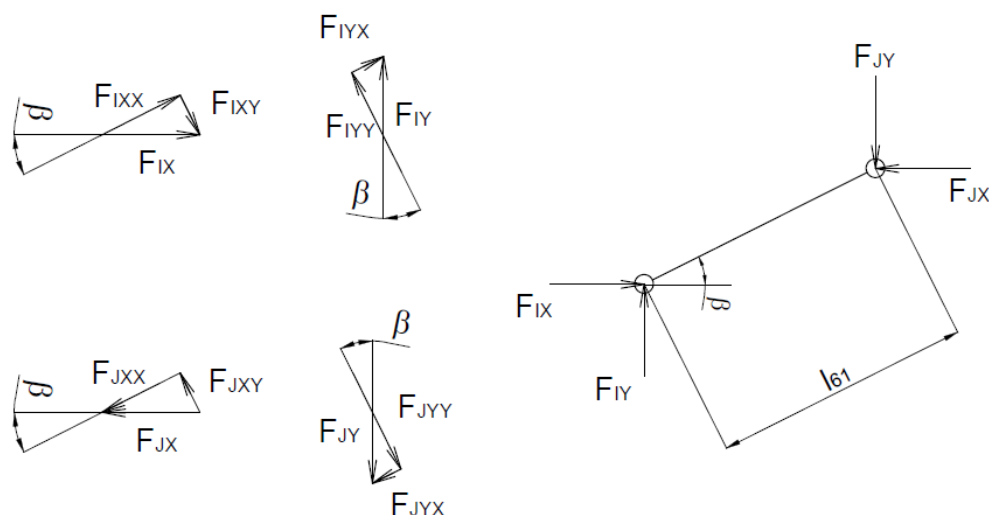
$$T_{53}^L = T_{52}^L - F_{HY} = 1167,2 - 3153,8 = -1986,6 \text{ N} \quad (2.91)$$

$$T_{54}^P = -F_N = -1986,5 \text{ N} \quad (2.92)$$



Obr. 43 Průběhy vnitřních sil tečných na tělese 5

Skutečná orientace sil na tělese 6



Obr. 44 Rozklad sil do lokálního souřadnicového systému (vlevo),
skutečná orientace sil (vpravo) na tělese 6

Výpočet velikostí jednotlivých sil na tělese 6:

$$F_{IYX} = F_{IY} \cdot \sin \alpha = 3373,5 \cdot \sin(14,24) = 1148,2 \text{ N} \quad (2.93)$$

$$F_{IYY} = F_{IY} \cdot \cos \alpha = 3373,5 \cdot \cos(14,24) = 3172 \text{ N} \quad (2.94)$$

$$F_{IXX} = F_{IX} \cdot \cos \alpha = 9319,3 \cdot \cos(14,24) = 8762,8 \text{ N} \quad (2.95)$$

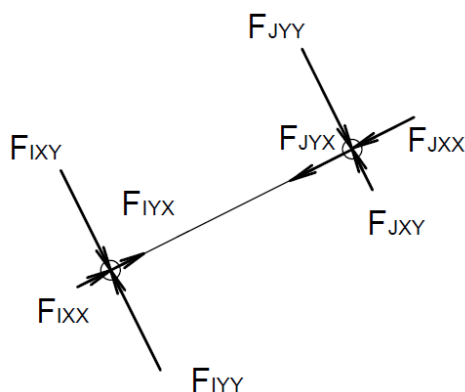
$$F_{IXY} = F_{IX} \cdot \sin \alpha = 9319,3 \cdot \sin(14,24) = 3172 \text{ N} \quad (2.96)$$

$$F_{JYX} = F_{JY} \cdot \sin \alpha = 3373,5 \cdot \sin(14,24) = 1148,2 \text{ N} \quad (2.97)$$

$$F_{JYY} = F_{JY} \cdot \cos \alpha = 3373,5 \cdot \cos(14,24) = 3172 \text{ N} \quad (2.98)$$

$$F_{JXX} = F_{JX} \cdot \cos \alpha = 9319,3 \cdot \cos(14,24) = 8762,8 \text{ N} \quad (2.99)$$

$$F_{JXY} = F_{JX} \cdot \sin \alpha = 9319,3 \cdot \sin(14,24) = 3172 \text{ N} \quad (2.100)$$



Obr. 45 Rozklad sil na tělese 6

Výpočet normálových sil na tělese 3:

$$N_{61}^L = -F_{I_{XX}} - F_{I_{YX}} = -8762,8 - 1148,2 = -9911 \text{ N} \quad (2.101)$$

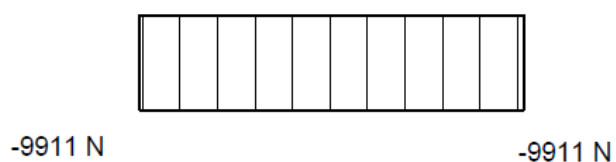
$$N_{62}^P = -F_{J_{XX}} - F_{J_{YX}} = -8762,8 - 1148,2 = -9911 \text{ N} = \quad (2.102)$$

Výpočet tečných sil na tělese 3:

$$T_{61}^L = -F_{I_{XY}} + F_{I_{YY}} = -3172 + 3172 = 0 \text{ N} \quad (2.103)$$

$$T_{62}^P = F_{J_{YY}} - F_{J_{XY}} = 3172 - 3172 = 0 \text{ N} \quad (2.104)$$

Aktuátor je zatížen pouze normálovými silami.



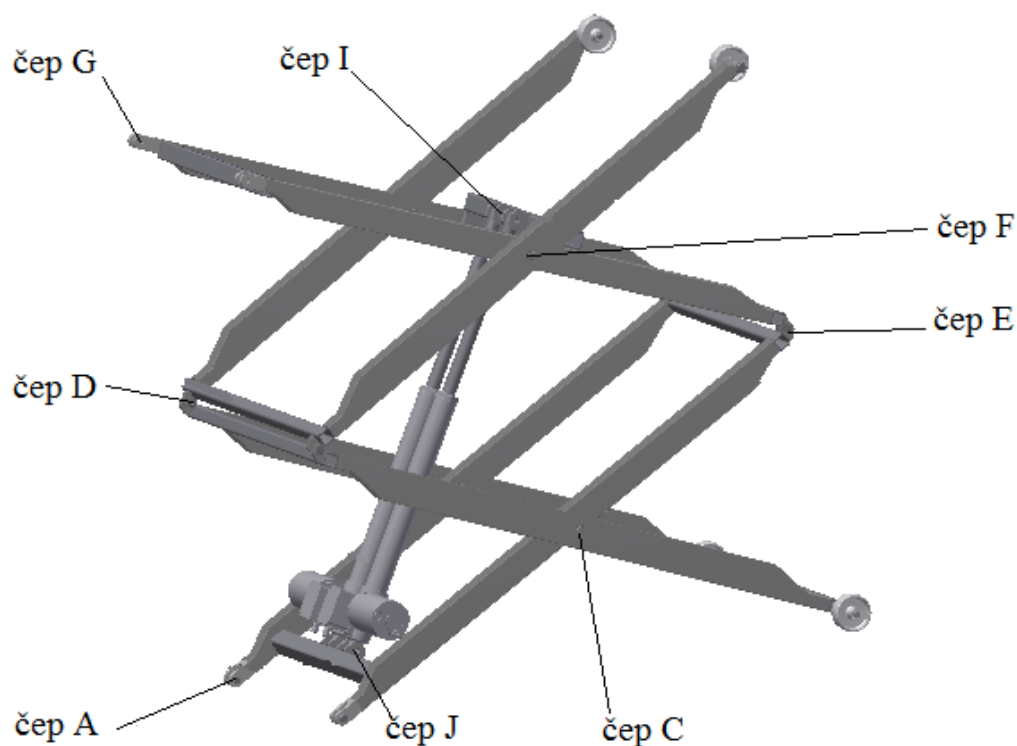
Obr. 46 Průběhy vnitřních sil tečných na tělese 5

2.6 Výpočet čepů

Na nůžkovém mechanismu bylo použito nenormalizovaných čepů s hlavou a drážkou z materiálu 11 343, jištěných pomocí pojistného kroužku. Pouze čepy C, D, E, F jsou z materiálu 11 600, jelikož jsou dle výpočtu zatěžovány poměrně velkými silami proti zbylým čepům. Jedná se o nenormalizované čepy zajištěné maticí s podložkou. Čepy jsou uloženy s vůlí H11/h11. Použité čepy na konstrukci můžeme rozdělit do skupin, kde jsou jednotlivé čepy shodné. Výpočet bude proveden pro největší zatížení čepu. Na obrázku 46, nalezneme rozmístění jednotlivých čepů.

Důležité hodnoty materiálu použitého pro čepy [25] :

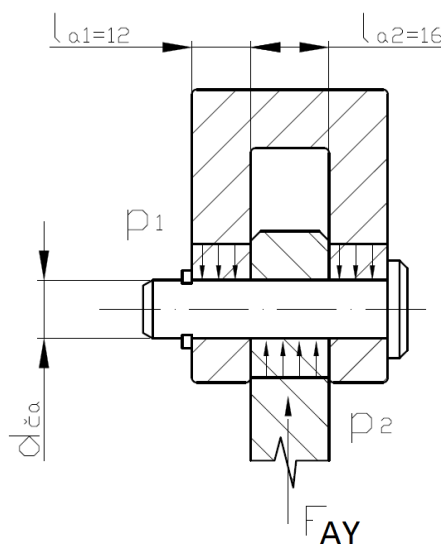
Materiál 11 373	Materiál 11 600
$R_e = 186 \text{ MPa}$	$R_e = 295 \text{ MPa}$
$\sigma_{dov} = 130 \text{ MPa}$	$\sigma_{dov} = 210 \text{ MPa}$
$\tau_{dov} = 65 \text{ MPa}$	$\tau_{dov} = 145 \text{ MPa}$
$p_{dov} = 80 \text{ MPa}$	$p_{dov} = 145 \text{ MPa}$



Obr. 47 Rozmístění čepů

Čepy A a G

Pomocí čepu A a G je přichycen celý nůžkový mechanismus k podvozku a pracovní plošině. Polohu čepu zajišťuje pojistný kroužek. Zatížení těchto čepů je dle kapitoly 2.4 největší při nejnižší poloze plošiny a dosahuje hodnot $F_{ay} = 692,8 \text{ N}$.



Obr. 48 Spoj pomocí čepu A

Výpočet maximálního ohybového momentu pro sílu F_{ay} :

$$M_{o1} = \frac{F_{AY}}{2} \cdot \left(\frac{l_{a1} + l_{a2}}{2} \right) = \frac{692,8}{2} \cdot \left(\frac{12 + 16}{2} \right) = 4844 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (2.105)$$

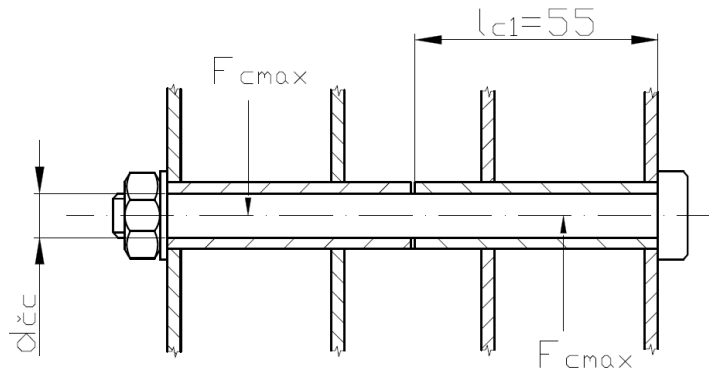
Výpočet průměru čepu:

$$\begin{aligned} \sigma_{o1} &= \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{M_{o1} \cdot 32}{\pi \cdot d_{ca}^3} \leq \frac{Re}{k_s} \\ \Rightarrow d_{ca} &= \sqrt[3]{\frac{M_{o1} \cdot 32 \cdot k_s}{\pi \cdot Re}} = \sqrt[3]{\frac{4844 \cdot 32 \cdot 1,5}{\pi \cdot 186}} = 8,3 \text{ mm} \end{aligned} \quad (2.106)$$

Je volen čep $\varnothing 12 \times 50$ ISO 2341-11 373.

Čepy C a F

Čepy C a F jsou nejvíce zatěžovány v dolní poloze zvedáku. Proběhla kontrola voleného čepu právě pro tuto sílu. Kontrola na otláčení nebyla počítána, jelikož jsou zde přivařeny trubky, které značně snižují tuto hodnotu. Trubky jsou odděleny třecím distančním kroužkem, který snižuje vzájemné tření. Byly použity nenormalizované čepy Ø10 x 125 zajištěné maticí s podložkou.



Obr. 49 Spoj pomocí čepu C

Výsledná smyková síla v čepu C:

$$F_{Cmax} = \sqrt{F_{CX}^2 + F_{CY}^2} = \sqrt{10754,8^2 + 4322,7^2} = 11591 \text{ N} \quad (2.107)$$

Výpočet zatížení stříhem:

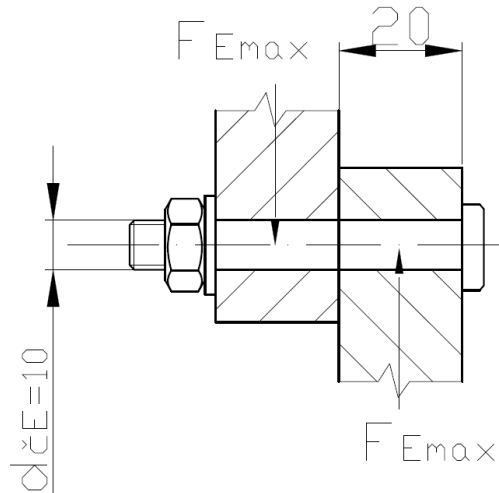
$$\tau_{sc} = \frac{F}{2 \cdot S} = \frac{2 \cdot F_{Cmax}}{\pi \cdot d_{\check{c}c}^2} = \frac{2 \cdot 11591}{\pi \cdot 10^2} = 73,8 \text{ MPa} \quad (2.108)$$

$$\tau_{sc} \leq \tau_{dov} \quad (2.109)$$

$$73,8 \leq 145 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Čepy D a E

Materiál čepů Ø10 x 55, byl volen 11 600, největší zatížení těchto čepů nastává při nejnižší poloze plošiny. Pro snížení otláčení zde byly použity trubky, které značně snižují měrný tlak, proto je počítána pouze kontrola na otláčení.



Obr. 50 Spoj pomocí čepu E

Výsledná smyková síla v čepu E:

$$F_{Emax} = \sqrt{F_{EX}^2 + F_{EY}^2} = \sqrt{20074,1^2 + 1642,1^2} = 20141 \text{ N} \quad (2.110)$$

Výpočet zatížení stříhem:

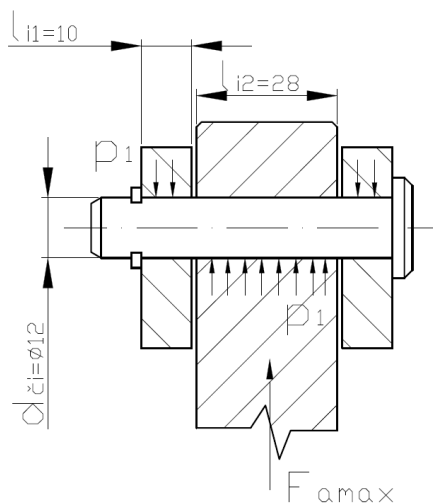
$$\tau_{sE} = \frac{F}{2 \cdot S} = \frac{2 \cdot F_{Emax}}{\pi \cdot d_{\check{C}E}^2} = \frac{2 \cdot 20141}{\pi \cdot 10^2} = 128 \text{ MPa} \quad (2.111)$$

$$\tau_{sE} \leq \tau_{dov} \quad (2.112)$$

$$128 \leq 145 \text{ MPa} \quad \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Čepy I a J

Průměr tohoto čepu je dán velikostí průměru díry na konci aktuátoru. Byla provedena kontrola na stříh a měrný tlak. Polohu čepu zajišťuje pojistný kroužek. Při výpočtu uvažujeme maximální možnou sílu vyvozenou aktuátorem $F_{amax}=10\,000\text{N}$. Označení čepu je 12x55-ISO 2341-11 373.



Obr. 51 Spoj pomocí čepu I

Výpočet zatížení stříhem:

$$\tau_{si} = \frac{F}{2 \cdot S} = \frac{2 \cdot F_{amax}}{\pi \cdot d_{\check{c}i}^2} = \frac{2 \cdot 10\,000}{\pi \cdot 12^2} = 44,2 \text{ MPa} \quad (2.113)$$

$$\tau_{si} \leq \tau_{dov} \quad (2.114)$$

$$44,2 \text{ MPa} \leq 65 \text{ MPa} \quad \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola čepu I a J na otláčení:

$$p_1 = \frac{F}{S} = \frac{F_{amax}}{10 \cdot d_{\check{c}i}} = \frac{10000}{10 \cdot 12} = 41,6 \text{ MPa}$$

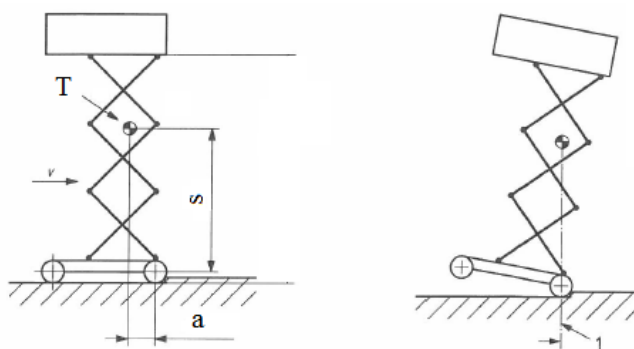
$$p_2 = \frac{F}{S} = \frac{F_{amax}}{28 \cdot d_{\check{c}i}} = \frac{10000}{28 \cdot 12} = 29,76 \text{ MPa} \quad (2.115)$$

$$p_1, p_2 \leq p_{dov} \quad (2.116)$$

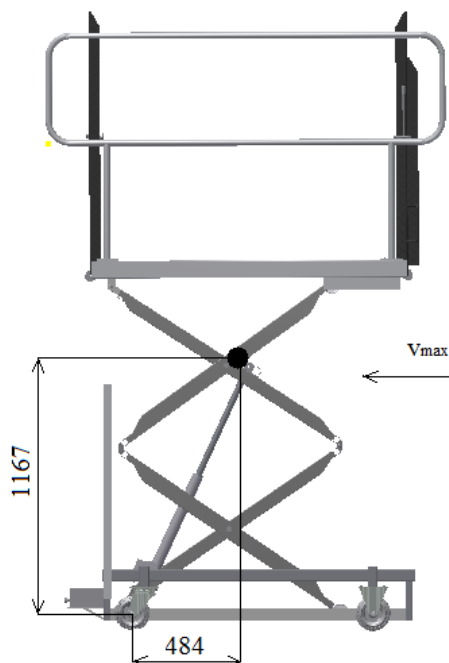
$$41,6 \text{ MPa} \leq 80 \text{ MPa} \quad \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

2.7 Zkouška stability

Z bezpečnostních důvodů je provedena zkouška stability dle ČSN EN 280+A2 (str. 82) [10]. Za hmotnost se zde dosazuje pouze samotná hmotnost plošiny, jelikož je zakázáno manipulovat s plošinou v horizontálním směru v případě, že je zatížena přepravovanou osobou. Vzdálenosti těžiště a hmotnost plošiny byly zjištěny pomocí programu Autodesk Inventor 2014. Dle výše uvedené normy jak maximální dovolená rychlost zdvihacího zařízení poháněné ručním pohonem $v_{\max}=0,7$ m/s.



Obr. 52 Schéma zkoušky stability dle ČSN EN 280 [14]



Obr. 53 Vzdálenosti těžiště

Kinetická energie:

$$E_{kin} = \frac{m}{2} \cdot v_{\max}^2 = \frac{210}{2} \cdot 0,7^2 = 51,45 \text{ J} \quad (2.117)$$

Nutná polohová energie pro překlopení:

$$E_{pol} = m \cdot g \cdot (\sqrt{s^2 + a^2} - s) \quad (2.118)$$

$$E_{pol} = 210 \cdot 9,81 \cdot (\sqrt{1,167^2 + 0,484^2} - 1,167) = 198,5 \text{ J}$$

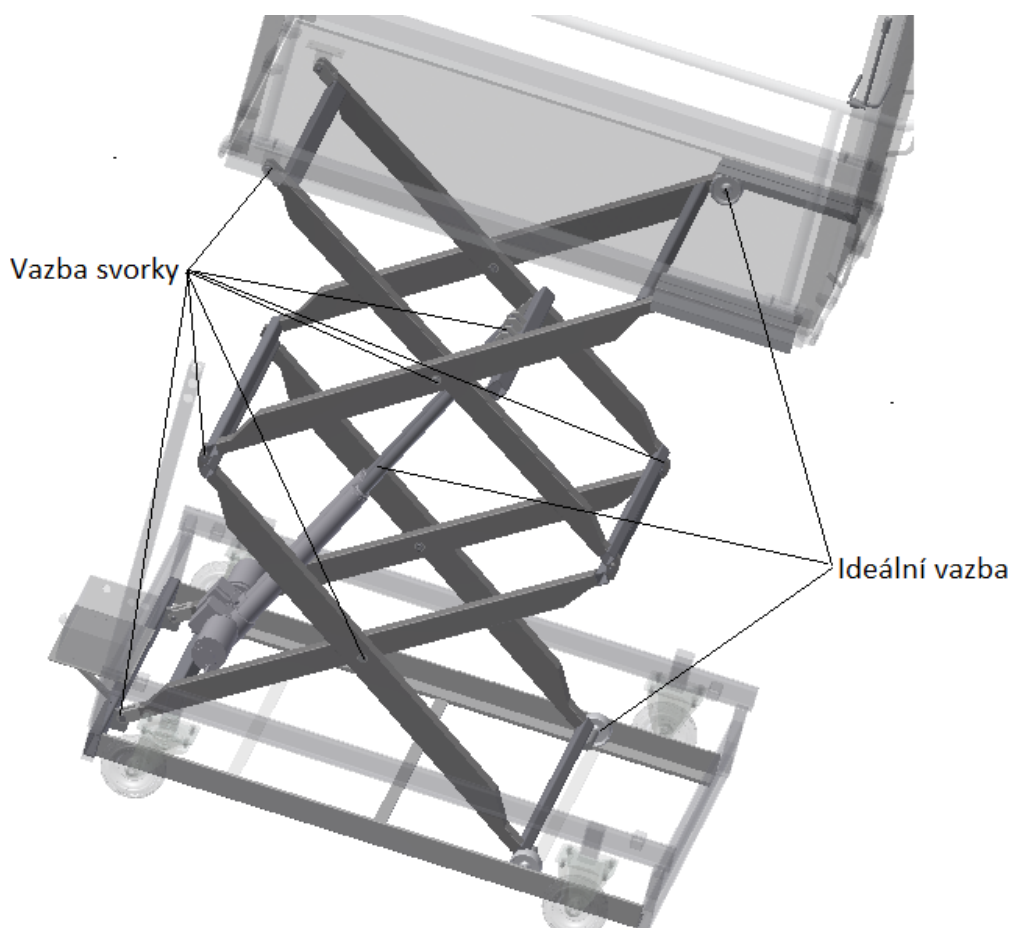
$$E_{kin} \leq E_{pol} \quad (2.119)$$

$$51,45 \leq 198,5$$

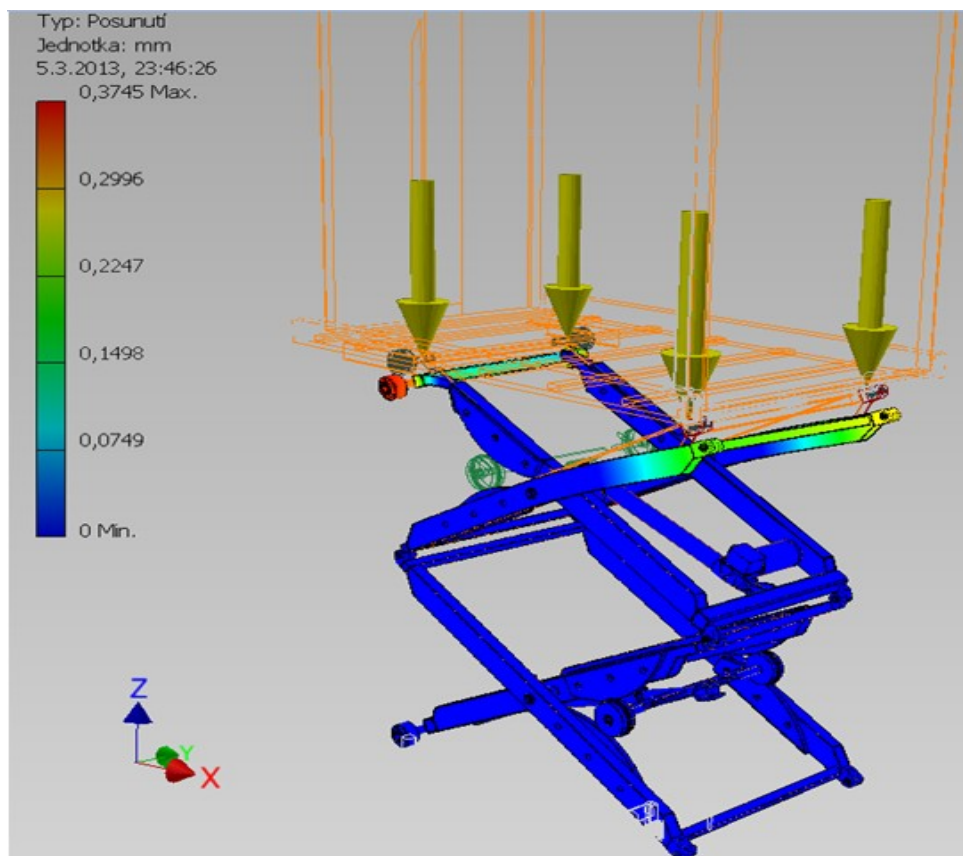
Z výše uvedené podmínky vyplývá, že mobilní plošina se nepřeklopí.

2.8 Srovnání konstrukcí metodou MKP

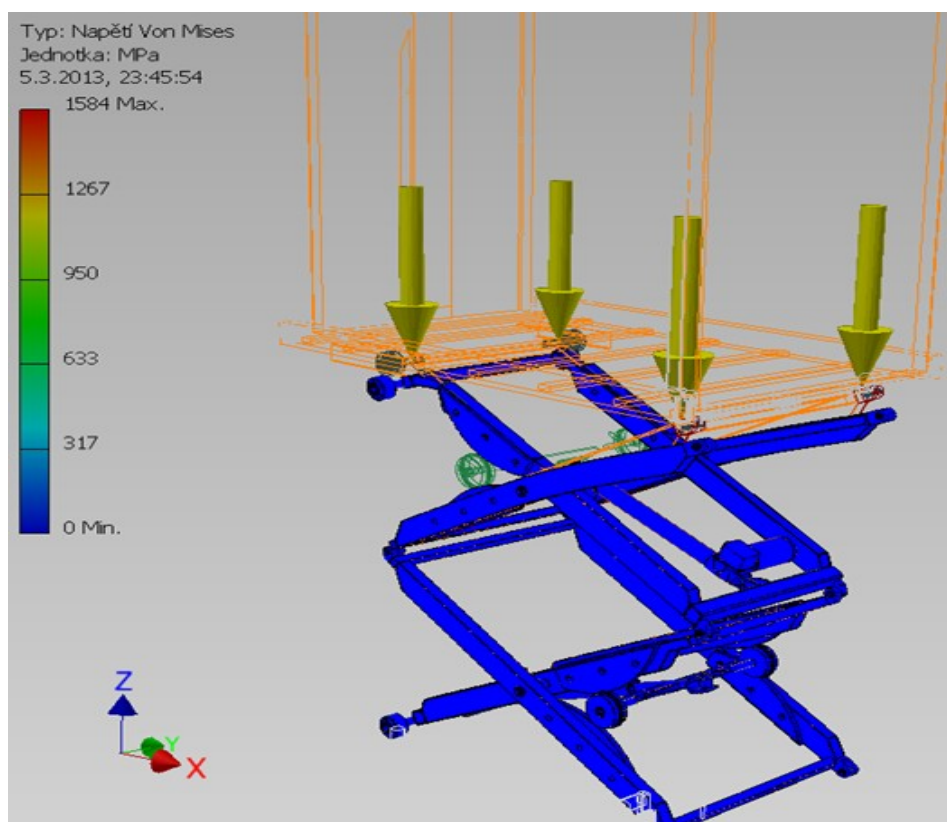
Výsledná konstrukce po optimalizaci byla srovnána metodou konečných prvků s výsledky před optimalizací, které byly dodány zadavatelem této práce. Pro správné vyhodnocení analýzy je nezbytná vhodná volba vazeb viz obrázek 36, kde můžeme vidět jednotlivé volené vazby. Velikost síly $F = 3\,300\text{ N}$ a umístění bylo zvoleno tak, aby odpovídalo zatížení ve výsledcích od firmy OCHI Inženýring a bylo možné porovnání. Všechny vazby svorky jsou pevné v radiálním a axiálním směru. Pouze tečný směr není pevný. Pro zjednodušení a urychlení výpočtů byla zvolena síť s minimální velikostí prvků rovnající se jedné.



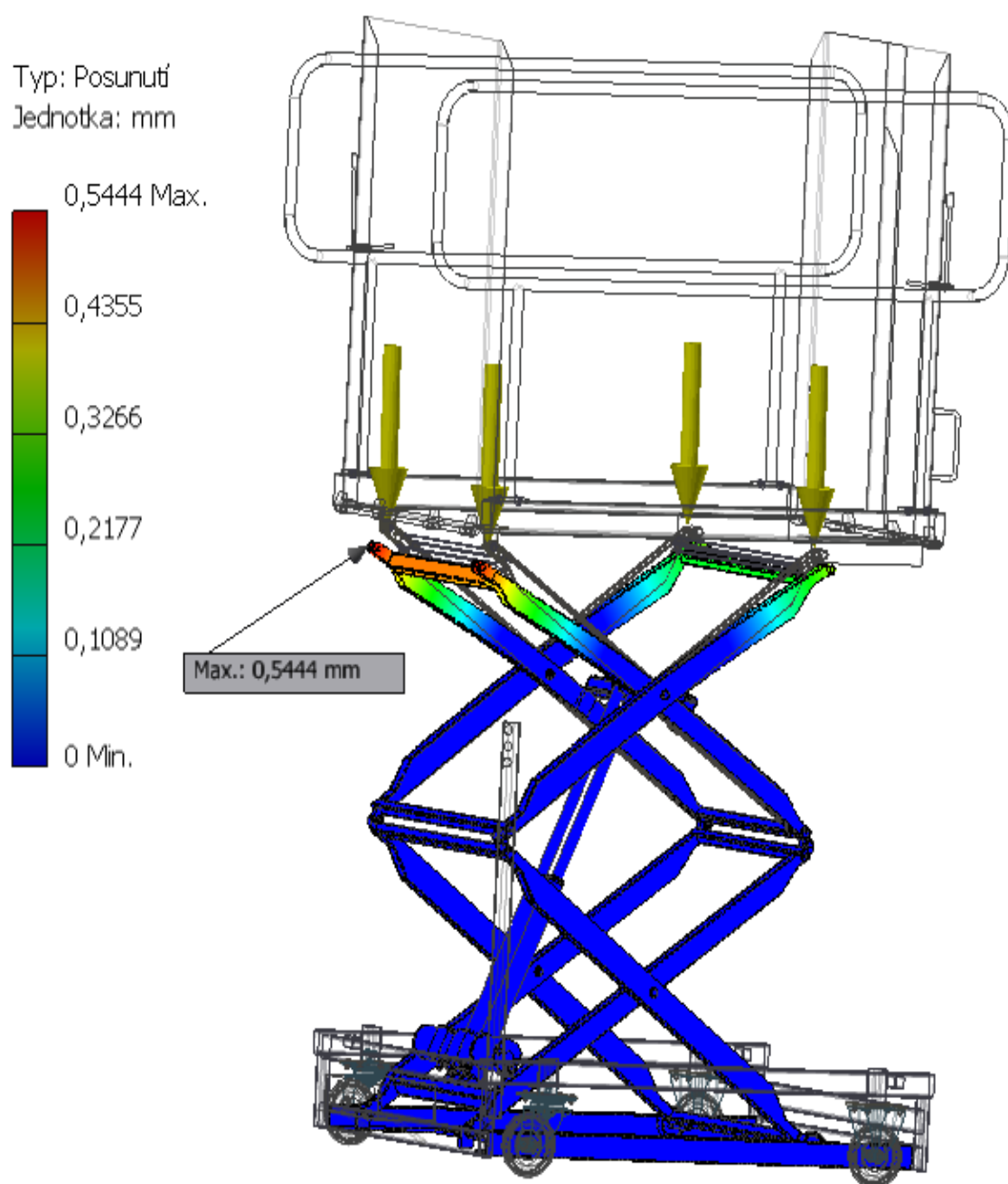
Obr. 54 Použití vazby při výpočtu pomocí metody MKP



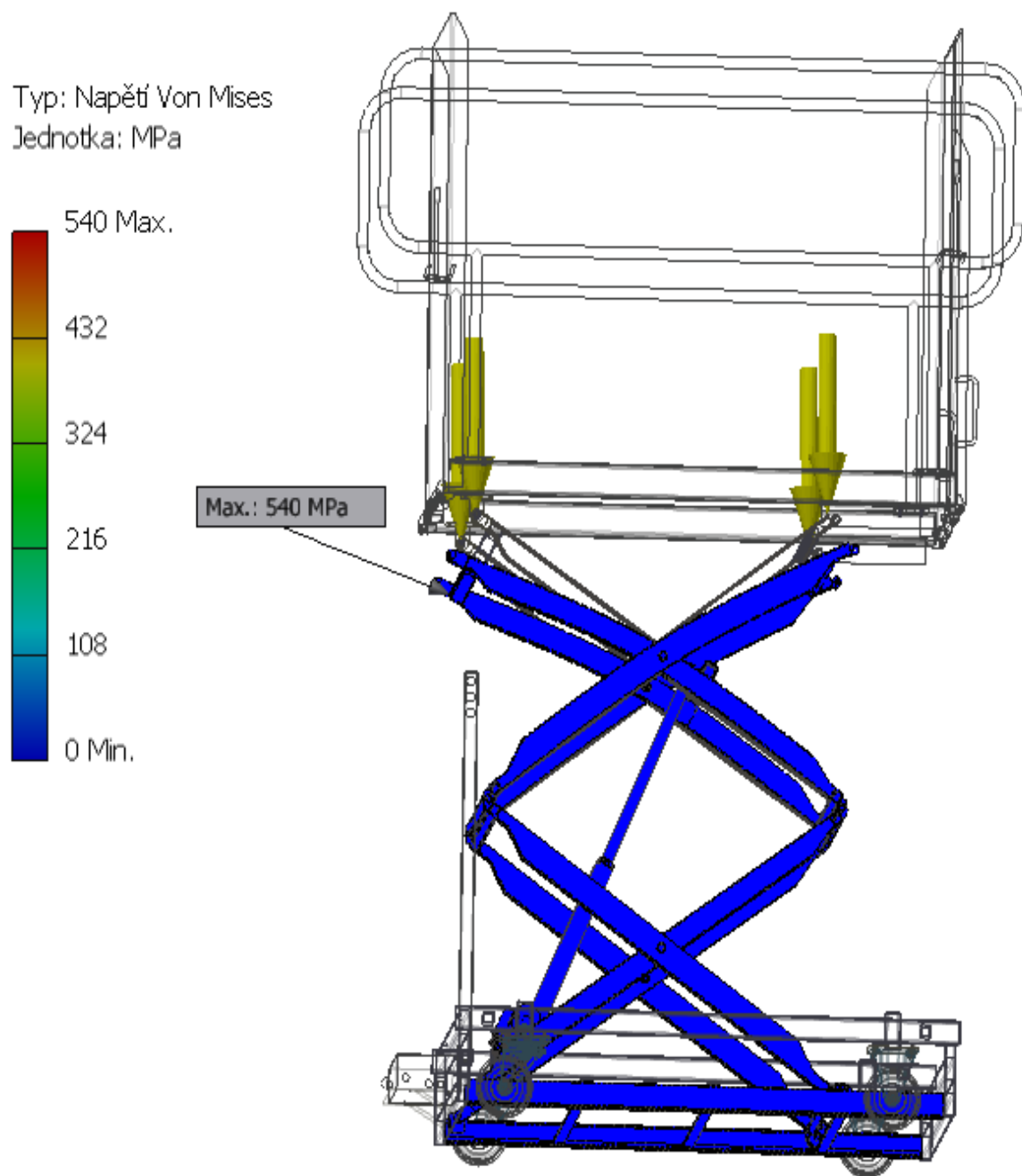
Obr. 55 Celkové posunutí mechanismu před optimalizací [24]



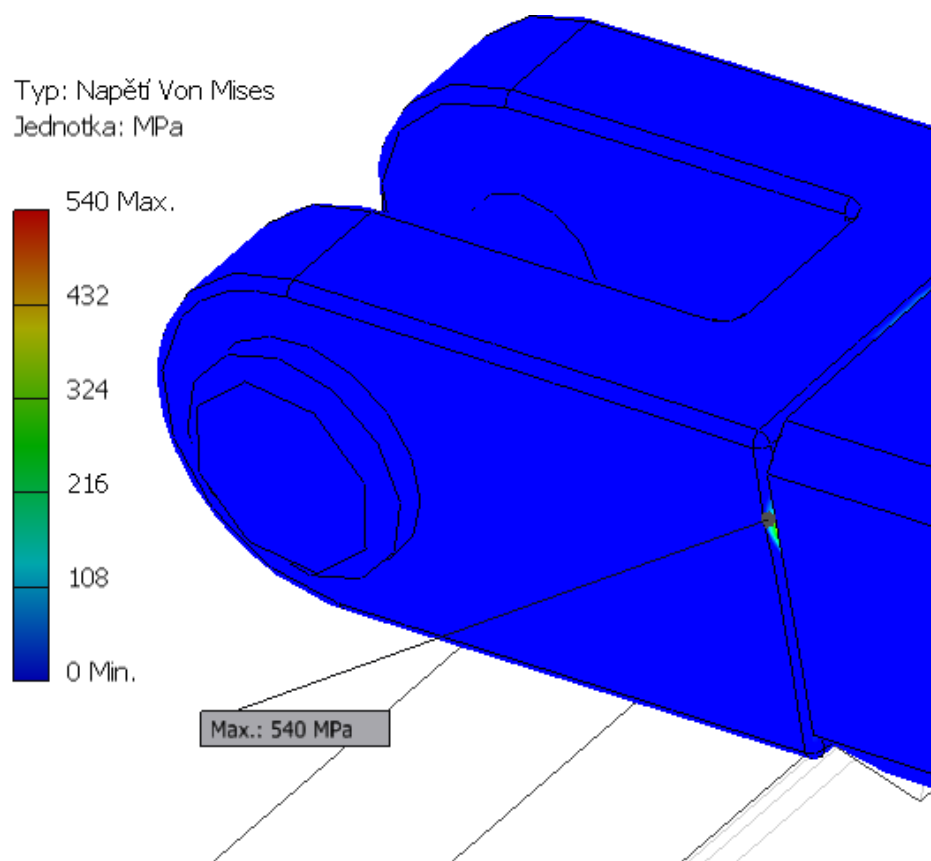
Obr. 56 Napětí Von Mises na mechanismu před optimalizací [24]



Obr. 57 Celkové posunutí konstrukce po optimalizaci



Obr. 58 Napětí Von Mises po optimalizaci



Obr. 59 Detail místa s největším napětím dle metody

Dle výsledků MKP můžeme říci, že napětí v celé konstrukci se pohybuje v rozmezí 0-108 MPa. Vysoká čísla ve výsledcích jsou pouze bodová a jsou v místech svarů ramene s úchytem horní plošiny. Rozdíl ve výsledcích posunutí ukazuje na fakt, že byly použity rozdílné profily ramen, avšak tento rozdíl není nijak zásadní.

3 Závěr

Cílem této diplomové práce byla optimalizace mobilní zdvihací plošiny PM-160-2-RZ, určené pro překonání výškového rozdílu mezi úrovní podlahy a vyvýšeným místem, která je navržena především pro přepravu osob na invalidním vozíku do vlaků na vlakových nástupištích.

Začátek práce byl věnován seznámením s problematikou nůžkových mechanismů a s plošinou PM-160-2-RZ, která byla předmětem této práce. Následovaly výpočty potřebné pro optimalizaci, kontrolní výpočty důležitých spojů použitých na plošině, které prokázaly, že všechny tyto spoje jsou správně navrženy. Následovalo srovnání výsledné konstrukce s konstrukcí před optimalizací metodou MKP. Výsledek tohoto srovnání se předpokládal, jelikož profil ramen byl nahrazen podobným profilem s menšími rozměry a tudíž zde vycházejí rozdílná posunutí v prospěch plošiny před optimalizací.

Hlavní požadavek na snížení zástavbových rozměrů při složeném stavu plošiny byl splněn. Podařilo se snížit plošinu o 14 mm. Tento rozměr by dle výpočtů bylo možné ještě snížit, nicméně bychom museli použít o třídu vyšší aktuátor, který by byl v rozporu se zadáním. Celkové snížení 14 mm bylo dosaženo díky umístění aktuátorů, kde bylo nahrazeno umístění nad sebou umístěním vedle sebe a změnou uchycení těchto aktuátorů k plošině. Změna polohy aktuátorů vyžadovala následné rozšíření celého mechanismu a odstranění pojezdových drah, které mělo spolu se změnou velikostí profilů, za následek snížení celkové hmotnosti plošiny o 10 kilogramů.

4 Použitá literatura

- [1]. *Lift Mate BZL70B Manual Single Scissor Lift Table* [online]. 2014. [cit. 2015-05-12]. Dostupné z: <http://www.pallet-trucksdirect.com/shop/low-profile-manual-scissor-lift-table/bzl70b-manual-single-scissor-lift-table/>
- [2]. *1930s Electric Scissor Lift* [online]. 2014. [cit. 2015-05-12]. Dostupné z: <http://www.jlg.com/en/equipment/scissor-lifts/electric/es-series/1930es>
- [3]. *Power Drive High Cycle Lift Table* [online]. 2014. [cit. 2015-05-12]. Dostupné z: <http://www.pentalift.com/lift-tables/customproinfo-power-drive-lift-table.php>
- [4]. *Zdvihací plošiny pro železnice* [online]. 2014. [cit. 2015-05-12]. Dostupné z: <http://technoclean.cz/katalog/zdvihaci-plosiny-pro-zeleznice-72:1/page-1.html>
- [5]. *TRAIN LIFT PL1400* [online]. 2014. [cit. 2015-05-12]. Dostupné z: <http://www.swallowemp.com/product/train-lift-pl1400/>
- [6]. *Altech-SVISLÁ ZDVIHACÍ PLOŠINA LP11* [online]. 2014. [cit. 2015-05-12]. Dostupné z: <http://www.altech.cz/produkty/zp2-300-lp11.phtm?p=45>
- [7]. *THT-TRADING LIFT PM-160-2-RZ* [online]. 2014. [cit. 2015-05-12]. Dostupné z: <http://www.thting.cz/cz/products>
- [8]. *TENTE-Better mobility. Better life.* [online]. 2015. [cit. 2015-05-13]. Dostupné z: <http://www.tente.com/cz-cz/3476dvr200p69-q1-11.html>
- [9]. *TENTE-Better mobility. Better life* [online]. 2015. [cit. 2015-05-12]. Dostupné z: <http://www.tente.com/cz-cz/3478dir160p63.html>
- [10]. *BATTERY.CZ* [online]. 2015. [cit. 2015-05-13]. Dostupné z: <http://www.battery.cz/baterie-csb-hr1234w-f2-9ah-12v.html#zalozka-2>
- [11]. *Raveo-World of motion* [online]. 2015. [cit. 2015-05-13]. Dostupné z: <http://www.raveo.cz/AC-aktuator-ALI4>
- [12]. *ZABI-Pojezdová kola, kladky a rolny* [online]. 2015. [cit. 2015-05-13]. Dostupné z: <http://www.zabi.cz/v-nerezove-vidlici/pojezdova-kola-kladky-a-rolny/plastove-kolo-80-mm-samostatne-1-2-3-4>
- [13]. ČSN EN 81-41. *Bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž výtahů, atp.*. 2011. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví
- [14]. ČSN EN 280+A2. *Pojízdné zdvihací pracovní plošiny*. 2014. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví

- [15]. ČSN EN 349+A1. *Bezpečnost strojních zařízení-Nejmenší mezery k zamezení stlačení částí lidského těla*. 1998. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví.
- [16]. ČSN EN 62061. *Bezpečnost strojních zařízení - Funkční bezpečnost (SIL)*. 2005. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví
- [17]. ČSN EN ISO 13849. *Bezpečnost strojních zařízení - Bezpečnostní části ovládacích systémů*. 2008. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví.
- [18]. *Raveo-World of motion* [online]. 2015. [cit. 2015-05-13]. Dostupné z: <http://www.raveo.cz/AC-aktuator-ALI5>
- [19]. KALAB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1290-8
- [20]. KALAB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3
- [21]. KUBEŠ, Roman. *Zvedací plošina: Sestavný výkres*. Ostrava, 2013
- [22]. MORAVEC, V., HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 2. vydání. Ostrava: Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0878-1
- [23]. NĚMČEK, M. *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Ostrava: Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1782-8
- [24]. KUBEŠ, Roman. *Zpráva pevnostní analýzy plošiny* [online]. Ostrava, 2013, 15 s. [cit. 2015-05-17].
- [25]. LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Úvaly: ALBRA pedagogické nakladatelství, 2003. ISBN 80-86490-74-2.
- [26]. DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů*. 1. vydání Ostrava: Montanex a.s. Ostrava, 2000. ISBN 80-7225-018-3.

5 Seznam obrázků

Obr. 1 Schéma nůžkové plošiny, 1 - pracovní plošina,	11
Obr. 2 Jednostupňový nůžkový mechanismus [1]	12
Obr. 3 Vícetupňový nůžkový mechanismus [2]	12
Obr. 4 Vícenásobný nůžkový mechanismus [3]	13
Obr. 5 Zdvihačí plošina MA16 (vlevo), MA4 (vpravo) [4]	15
Obr. 6 Zdvihačí plošina PL1400 [5]	16
Obr. 7 Zdvihačí plošina LP11 [6]	16
Obr. 8 Zdvihačí plošina PM-160-2-RZ [7]	18
Obr. 9 Zdvihačí plošina po optimalizaci	19
Obr. 10 Plošina ve složeném (vlevo) a rozloženém tvaru	20
Obr. 11 Podvozek	20
Obr. 12 Otočné kolo s centrální brzdou (vlevo) [8],	21
Obr. 13 Baterie CSB HR1234W [10]	22
Obr. 14 pracovní plošina	23
Obr. 15 Možnosti nastavení šířky výjezdové rampy	23
Obr. 16 detail uchycení rampy k podlaze,	23
Obr. 17 Výsuvná konstrukce	24
Obr. 18 Pohled na výsuvnou konstrukci ve složeném tvaru	24
Obr. 19 aktuátor ALI4 (vlevo) [11], kolečko typ 1BN (vpravo) [12]	25
Obr. 20 Schéma konstrukce plošinového zvedáku	26
Obr. 21 Schéma konstrukce plošinového zvedáku	27
Obr. 22 Těleso 1 - rozložení sil	28
Obr. 23 Těleso 2 - rozložení sil	28
Obr. 24 Těleso 3 - rozložení sil	29
Obr. 25 Těleso 4 - rozložení sil	29
Obr. 26 Těleso 5 - rozložení sil	30
Obr. 27 Těleso 6 - rozložení sil	30
Obr. 28 Schéma nůžkového mechanismu	34
Obr. 29 Závislost síly na aktuátor vzhledem k poloze aktuátoru	37
Obr. 30 Rozklad sil do lokálního souřadnicového systému,	38
Obr. 31 Rozklad sil na tělese 1	39
Obr. 32 Průběhy vnitřních sil normálových	40

Obr. 33 Rozklad sil do lokálního souřadnicového systému,	40
Obr. Obr. 34 Rozklad sil na tělese 2	41
Obr. 35 Průběhy vnitřních sil normálových (nahore),	42
Obr. 36 Rozklad sil do lokálního souřadnicového systému,	42
Obr. 37 Rozklad sil na tělese 3	43
Obr. 38 Průběhy vnitřních sil normálových	44
Obr. 39 Rozklad sil do lokálního souřadnicového systému,	45
Obr. 40 Rozklad sil na tělese 4	45
Obr. 41 Průběhy vnitřních sil normálových (nahore)	46
Obr. 42 Skutečná orientace sil na tělese 5	47
Obr. 43 Průběhy vnitřních sil tečných na tělese 5	47
Obr. 44 Rozklad sil do lokálního souřadnicového systému	48
Obr. 45 Rozklad sil na tělese 6	48
Obr. 46 Průběhy vnitřních sil tečných na tělese 5	49
Obr. 47 Rozmístění čepů	50
Obr. 48 Spoj pomocí čepu A	51
Obr. 49 Spoj pomocí čepu C	52
Obr. 50 Spoj pomocí čepu E	53
Obr. 51 Spoj pomocí čepu I	54
Obr. 52 Schéma zkoušky stability dle ČSN EN 280 [14]	55
Obr. 53 Vzdálenosti těžiště	55
Obr. 54 Použití vazby při výpočtu pomoci metody MKP	57
Obr. 55 Celkové posunutí mechanismu před optimalizací [24]	58
Obr. 56 Napětí Von Mises na mechanismu před optimalizací [24]	58
Obr. 57 Celkové posunutí konstrukce po optimalizaci	59
Obr. 58 Napětí Von Mises po optimalizaci	60
Obr. 59 Detail místa s největším napětím dle metody	61

6 Seznam příloh

Příloha A	MOT0025-DP
Příloha B	MOT0025-DP-1
Příloha C	MOT0025-DP-2
Příloha D	MOT0025-DP-2-1
Příloha E	MOT0025-DP-3
Příloha F	MOT0025-DP-3-1
Datový nosič CD	

Rád bych poděkoval panu Ing. Tomáš Kubín, Ph.D. a Mgr. Roman Kubeš za laskavou pomoc, odborné vedení a cenné připomínky, rady a podněty při tvorbě této diplomové práce. Toto poděkování patří také firmě OCHI Inženýring spol. s.r.o., za poskytnutí zadání a všech potřebných informací.